

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-355462

(43)Date of publication of application : 26.12.2001

(51)Int.Cl.

F02D 13/02

F01L 1/34

F01L 13/00

(21)Application number : 2000-179358

(71)Applicant : DENSO CORP

(22)Date of filing : 09.06.2000

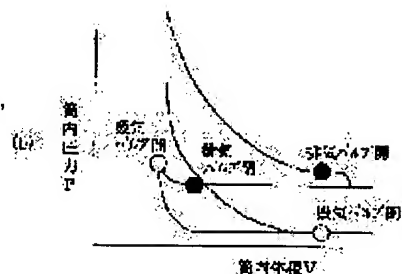
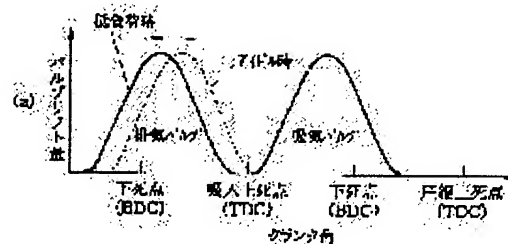
(72)Inventor : SATO OSAMU

## (54) VARIABLE VALVE TIMING CONTROL DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To obtain the effect of improving fuel consumption by internal EGR without worsening the combustion state of an internal combustion engine.

**SOLUTION:** An intake valve and an exhaust valve of the internal combustion engine are respectively provided with variable valve timing devices. In a low-rotation low-load region (but in a higher load region than idling time), exhaust valve early closing control is executed to close the exhaust valve at earlier timing than the intake top dead center, thus confining combustion gas remaining in a cylinder. Further, the opening timing of the intake valve is set to almost the intake top dead center or slower timing to compress residual gas in the cylinder by a piston in a period from the closing of the exhaust valve to the intake top dead center, thus heightening the temperature in the cylinder. A mixture can thereby be taken into the cylinder in the state of the temperature in the cylinder being higher than that of the internal EGR based on a conventional valve overlap, so that the atomization of fuel in the cylinder is improved to stabilize the combustion state.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

## CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] It is the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine characterized by carrying out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control by which the aforementioned valve timing control means control the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb to a tooth-lead-angle side rather than an inhalation top dead center in the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine equipped with the adjustable valve timing equipment which carries out adjustable [ of the valve timing of the exhaust air bulb of an internal combustion engine ], and the valve timing control means which control this adjustable valve timing equipment.

[Claim 2] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 1 characterized by carrying out the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control in partial load operation.

[Claim 3] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 characterized by controlling the exhaust air bulb valve-closing timing under aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control to a tooth-lead-angle side rather than the exhaust air bulb valve-closing timing under idle operation.

[Claim 4] The aforementioned adjustable valve timing equipment is an adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 characterized by consisting of phase adjustable mechanisms which carry out adjustable [ of the phase of the valve timing of the aforementioned exhaust air bulb ].

[Claim 5] The aforementioned adjustable valve timing equipment is an adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 characterized by consisting of working-angle adjustable mechanisms which carry out adjustable [ of the working angle of the aforementioned exhaust air bulb ].

[Claim 6] The aforementioned internal combustion engine is the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 5 characterized by controlling the air-fuel ratio of a gaseous mixture rather than theoretical air fuel ratio in a cylinder at a RIN side.

[Claim 7] The aforementioned internal combustion engine is the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 6 characterized by consisting of cylinder-injection-of-fuel formula engines which inject fuel in a cylinder.

[Claim 8] The aforementioned internal combustion engine is the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 6 characterized by consisting of diesel power plants.

[Claim 9] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 1 to 8 characterized by controlling the exhaust air bulb valve-closing timing under aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control based on engine rotational speed and a load.

[Claim 10] It is each the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 9 which is equipped with adjustable valve timing equipment and characterized by the aforementioned valve timing control means controlling the valve-opening timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb rather than an abbreviation inhalation top dead center or it during the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at an angle-of-delay side in both the inspired air flow path of an internal combustion engine, and an exhaust side.

[Claim 11] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 10 characterized by controlling the valve-closing timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb rather than a bottom dead point during the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at a tooth-lead-angle side.

[Claim 12] the aforementioned valve timing control means -- an idle -- on stream -- the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb -- an abbreviation inhalation top dead center -- controlling -- a low load -- on stream -- the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control -- carrying out -- an inside load and a heavy load -- the adjustable

valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 11 characterized by controlling the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb to an angle-of-delay side rather than an abbreviation inhalation top dead center or it on stream

[Claim 13] It is each the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 12 characterized by having adjustable valve timing equipment, and for the aforementioned valve timing control means controlling the valve-opening timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb rather than an abbreviation inhalation top dead center or it in partial load operation at an angle-of-delay side, and controlling the valve-opening timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb rather than an inhalation top dead center during full load running at a tooth-lead-angle side in both the inspired air flow path of an internal combustion engine, and an exhaust side.

[Claim 14] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 13 characterized by controlling the valve-closing timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb to a tooth-lead-angle side rather than a bottom dead point according to reduction in a load, and controlling the valve-closing timing of the aforementioned inhalation-of-air bulb rather than a bottom dead point during full load running at an angle-of-delay side into partial load operation.

[Claim 15] Adjustable valve timing equipment which carries out adjustable [ of the valve timing of the exhaust air bulb of an internal combustion engine ]. Valve timing control means which control this adjustable valve timing equipment. It is the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine equipped with the above, and the aforementioned valve timing control means are characterized by switching the exhaust air bulb \*\*\*\*\* control which controls the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb to a tooth-lead-angle side rather than an inhalation top dead center, and the exhaust air bulb \*\*\*\*\* control which controls the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb to an angle-of-delay side rather than an inhalation top dead center according to a load.

[Claim 16] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 15 characterized by carrying out the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control during heavy load operation.

[Claim 17] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 15 or 16 characterized by controlling the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb during idle operation in an abbreviation inhalation top dead center.

[Claim 18] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 15 to 17 characterized by switching the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control and the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control based on engine rotational speed.

[Claim 19] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of the internal combustion engine according to claim 18 characterized by carrying out the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control during high rotation operation.

[Claim 20] The aforementioned valve timing control means are the adjustable valve timing control units of an internal combustion engine to the claim 15 characterized by switching to the aforementioned exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at the time of knocking generating, or controlling the valve-closing timing of the aforementioned exhaust air bulb to an angle-of-delay side, or either of 19.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine equipped with the adjustable valve timing equipment which carries out adjustable [ of the valve timing of the exhaust air bulb of an internal combustion engine ].

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, in the internal combustion engine carried in vehicles, what adopted adjustable valve timing equipment for the purpose of the improvement in an output, mpg reduction, and exhaust air emission reduction is increasing. There is much adjustable valve timing equipment put in practical use now, and it is carrying out the tooth lead angle of the valve timing of an inhalation-of-air bulb at the time of a partial load, and increasing the amount of bulb overlap, and is made what controls the amount of tooth lead angles of the valve timing of an inhalation-of-air bulb make the amount of internal EGRs (the amount of residual gas) increase, reduce pumping loss, and to raise mpg.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, a combustion state gets worse, if the amount of bulb overlap is enlarged and the amount of internal EGRs is made [ many ], since introduction of the inhalation air into a cylinder will be barred by spitting to the inspired air flow path of residual gas, exhaust air emission gets worse or there is a possibility that engine vibration may increase and drivability may get worse during low load operation with few inhalation air contents. For this reason, conventionally, in the system, at the time of low load operation, it will be necessary to give priority to combustion stability, the internal EGR needed to be lessened, and the operating range which can improve mpg by the internal EGR will be restricted more than an inside load, and it had the fault that the part and the improvement effect in mpg decreased.

[0004] this invention is made in consideration of such a situation, therefore the purpose can acquire the effect of the improvement in mpg by the internal EGR, without causing aggravation of a combustion state also in the time of low load operation, and is to offer the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine which can raise all of mpg, exhaust air emission, and drivability.

[0005]

[Means for Solving the Problem] As for the internal EGR by the conventional bulb overlap, it caused [ one ] an inflammable fall that the residual gas in a cylinder (internal-EGR gas) is mixed with inhalation air, and the temperature in a cylinder falls at the time of bulb overlap.

[0006] In consideration of this point, the adjustable valve timing control unit of the internal combustion engine of the claim 1 of this invention is carrying out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control which controls the valve-closing timing of an exhaust air bulb by valve timing control means to a tooth-lead-angle side rather than an inhalation top dead center, and an internal EGR is realized, without using bulb overlap. Like this invention, if an exhaust air bulb is closed to timing earlier than an inhalation top dead center, the combustion gas which remains in a cylinder will be shut up in a cylinder, and will turn into internal-EGR gas. Under the present circumstances, it can compress the residual gas in a cylinder at a piston in the period from the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an inhalation top dead center (or valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb), and can raise the temperature of residual gas while it can prevent the temperature fall of the residual gas by the incorporation of inhalation air unlike the internal EGR by the conventional bulb overlap, since an inhalation-of-air bulb is maintained by the state where residual gas shut up and after was closed for a while. Therefore, in this invention, even if it carries out an internal EGR (exhaust air bulb \*\*\*\*\* control) at the time of low load operation, where temperature in a cylinder is made into an elevated temperature rather than the conventional internal EGR, a gaseous mixture can be taken in in a cylinder, the atomization of the fuel within a

cylinder can be raised, and a combustion state can be stabilized. Even if it carries out an internal EGR (exhaust air bulb \*\*\*\*\* control) at the time of low load operation, while being able to prevent the emission aggravation by combustion aggravation by this, engine vibration can be reduced, drivability can be improved and, moreover, mpg can be improved according to the synergistic effect of the stabilization and the internal EGR of a combustion state.

[0007] In this case, it is good like a claim 2 to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control in partial load operation. Since there are few inhalation air contents and a residual-gas rate becomes high compared with the time of full load running, although flammability falls in the conventional internal EGR, if the inside of partial load operation carries out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, it can raise mpg, being able to take in a gaseous mixture in a cylinder, where temperature in a cylinder is made into an elevated temperature rather than the conventional internal EGR, stabilizing a combustion state, and preventing aggravation of a flame failure or drivability.

[0008] Moreover, it is good like a claim 3 to set the exhaust air bulb valve-closing timing under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control to a tooth-lead-angle side rather than the exhaust air bulb valve-closing timing under idle operation. If it puts in another way, it is good to set the exhaust air bulb valve-closing timing under idle operation to an angle-of-delay side rather than the exhaust air bulb valve-closing timing under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control. That is, if valve-closing timing of the exhaust air bulb under idle operation is made later than under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control in order that the amount of residual gas shut up in a cylinder may decrease so that the valve-closing timing of the exhaust air bulb under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control becomes late, the residual-gas rate under idle operation will become less than the residual-gas rate under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control. During idle operation, since an inhalation air content is extracted to the minimum, while a combustion state can be stabilized by the direction with few residual-gas rates, it can stabilize idle rotation and can reduce the vibration at the time of an idle, the discharge of the unburnt component at the time of an idle can also be reduced.

[0009] Moreover, adjustable valve timing equipment may consist of phase adjustable mechanisms which carry out adjustable [ of the phase of the valve timing of an exhaust air bulb ] like a claim 4. If it does in this way, exhaust air bulb \*\*\*\*\* control can be carried out by the low cost now using the phase adjustable mechanism currently mass-produced.

[0010] However, if exhaust-air bulb \*\*\*\*\* control is carried out by the phase adjustable mechanism, before only in the same amount of tooth lead angles as the tooth lead angle of the valve-closing timing of an exhaust air bulb being carried out the end stage of an expansion stroke is rash in it since the tooth lead angle also of the valve-opening timing of an exhaust air bulb will be carried out, and combustion gas works to the last, exhaust air will be started, and the part and the improvement effect in mpg will fall.

[0011] Then, adjustable valve timing equipment may consist of working-angle adjustable mechanisms which carry out adjustable [ of the working angle of an exhaust air bulb ] like a claim 5. If it does in this way, since the tooth lead angle only of the valve-closing timing can be carried out without changing most valve-opening timing of an exhaust air bulb, the end stage of an expansion stroke cannot be rash, it can prevent that the effective work of combustion gas decrease, and mpg can be improved effectively.

[0012] this invention may apply the air-fuel ratio of a gaseous mixture to the internal combustion engine which is operated by theoretical air fuel ratio and which is controlled to a RIN side rather than theoretical air fuel ratio in a cylinder like a claim 6, although you may usually apply to an engine. A NOx discharge can be reduced, while being able to expand the RIN limit of inflammability of a gaseous mixture to a RIN side in a cylinder and being able to improve the part and mpg with stabilization of the combustion state by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control.

[0013] Moreover, although this invention may be applied to a common suction-port injection formula engine (a lean burn engine is included), you may make it apply it to the cylinder-injection-of-fuel formula engine which injects fuel in a cylinder like a claim 7. a cylinder-injection-of-fuel formula engine -- a near ignition plug -- fuel -- injecting -- stratification -- in order to form a gaseous mixture and to carry out stratification combustion, even if it makes [ more ] the amount of internal EGRs than a suction-port injection formula engine, there is an advantage which can carry out stable combustion. However, near the inhalation top dead center, in order to make a compression ratio high, the cylinder-injection-of-fuel formula engine is designed so that a piston upper-limit side may carry out remarkable approach on the upper surface of a combustion chamber. For this reason, in the internal-EGR control by the conventional bulb overlap, if the angle of delay of the valve-closing timing of an exhaust air bulb was carried out too much or the tooth lead angle of the valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb was carried out too much, since an exhaust air bulb and an inhalation-of-air bulb would collide with a piston near an inhalation top dead center, the amount of internal EGRs was not not much able to be increased.

[0014] Since exhaust air bulb \*\*\*\*\* control of the point and this invention controls the valve-closing timing of an exhaust air bulb to a tooth-lead-angle side rather than an inhalation top dead center, even if it enlarges the amount of tooth lead angles and makes [ many ] the amount of residual gas, it can avoid that an exhaust air bulb collides with a

piston. Therefore, if exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out with a cylinder-injection-of-fuel formula engine, it becomes possible to make [ more ] the amount of residual gas than before, and the temperature in a cylinder can be raised, flammability can be raised, and the discharge of an unburnt component can be reduced.

[0015] Moreover, you may make it apply this invention to a diesel power plant like a claim 8. The compression ratio of a diesel power plant is still higher than a cylinder-injection-of-fuel formula engine, although the problem of a collision of \*\* and an exhaust air bulb, and a piston was not able to increase the amount of internal EGRs by the conventional method, the amount of residual gas is increased also by the diesel power plant by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control of this invention, the EGR effect can be heightened, and simultaneous reduction of NOx and PM (particulate matter) is attained.

[0016] Moreover, you may make it control the valve timing of the exhaust air bulb under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like a claim 9 based on engine rotational speed and a load. While being able to prevent that the amount of residual gas becomes excessive and exhaust air emission gets worse since the amount of residual gas under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control and the temperature in a cylinder can be rationalized according to operational status if it does in this way, it can prevent that the temperature in a cylinder rises too much and knocking occurs.

[0017] Invention concerning each claim explained above cannot be overemphasized by that it is applicable also to the internal combustion engine which was not limited to the internal combustion engine which equipped only the exhaust side with adjustable valve timing equipment, but equipped both the inspired air flow path and the exhaust side with adjustable valve timing equipment, respectively.

[0018] When applying this invention to the internal combustion engine which equipped both the inspired air flow path and the exhaust side with adjustable valve timing equipment, respectively, you may make it control the valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb rather than an abbreviation inhalation top dead center or it during exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like a claim 10 at an angle-of-delay side. If it does in this way, the period from the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an abbreviation inhalation top dead center maintains the state where the inhalation-of-air bulb closed, can compress at a piston the residual gas shut up in the cylinder, can raise the temperature of residual gas, and can stabilize a combustion state.

[0019] In this case, you may make it control the valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb rather than a bottom dead point during exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like a claim 11 at a tooth-lead-angle side. Thus, if an inhalation-of-air bulb is closed to timing earlier than a bottom dead point, since an effective compression ratio will decrease and pumping loss will decrease, mpg can be raised. In this case, even if it decreases an effective compression ratio, aggravation of a combustion state can be suppressed by the combustion stabilization effect by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control.

[0020] Moreover, like a claim 12, during idle operation, the valve-closing timing of an exhaust air bulb is controlled in an abbreviation inhalation top dead center, exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out during low load operation, and you may make it control the valve-closing timing of an exhaust air bulb rather than an abbreviation inhalation top dead center or it during an inside load and heavy load operation at an angle-of-delay side. That is, during idle operation, during low load operation, the valve-closing timing of an exhaust air bulb is controlled to an abbreviation inhalation top dead center, it is making the residual-gas rate under idle operation into the minimum, and idle stability is secured, and exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out, and mpg is raised, stabilizing a combustion state. However, in exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, in order to compress residual gas, the part and pumping loss increase. Then, during a load while needing sufficient engine output, and heavy load operation, it is controlling the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an angle-of-delay side rather than an abbreviation inhalation top dead center or it, and decreasing pumping loss and making an engine output increase, exhaust gas is re-inhaled in a cylinder from an exhaust air system in a period until an exhaust air bulb closes from an inhalation top dead center, the amount of internal EGRs is secured, and the improvement in mpg is planned.

[0021] Moreover, the valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb is controlled to an angle-of-delay side rather than an abbreviation inhalation top dead center or it, and you may make it control the valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb rather than an inhalation top dead center during full load running in partial load operation like a claim 13 at a tooth-lead-angle side in the internal combustion engine which equipped both the inspired air flow path and the exhaust side with adjustable valve timing equipment, respectively. That is, the inside of partial load operation gives priority to combustion stability or the improvement in mpg, and opens an inhalation-of-air bulb after an inhalation top dead center. Thereby, the inside of partial load operation is maintaining the state the inhalation-of-air bulb's having closed, compressing the residual gas in a cylinder at a piston, and raising the temperature in a cylinder in the period from the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an inhalation top dead center, and raises combustion stability and mpg. On the other hand, since it is necessary to incorporate a lot of inhalation air in a cylinder during full load running, it opens an inhalation-of-air bulb before an inhalation top dead center, starts incorporation of the



inhalation air into a cylinder at an early stage as much as possible, makes an inhalation air content increase, and heightens an engine output.

[0022] Furthermore, in partial load operation, the valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb is controlled rather than a bottom dead point at a tooth-lead-angle side according to reduction in a load, and you may make it control the valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb rather than a bottom dead point during full load running like a claim 14 at an angle-of-delay side. That is, the inside of partial load operation is closing an inhalation-of-air bulb to timing earlier than a bottom dead point, and decreasing an effective compression ratio, decreases pumping loss and raises mpg. On the other hand, it is closing an inhalation-of-air bulb to timing later than a bottom dead point during full load running, and a bottom dead point or later is filled up with inhalation air in a cylinder according to inertia, it makes an inhalation air content increase, and it heightens an engine output for it.

[0023] You may make it, switch the exhaust air bulb \*\*\*\*\* control which controls the valve-closing timing of an exhaust air bulb to a tooth-lead-angle side rather than an inhalation top dead center, and the exhaust air bulb \*\*\*\*\* control which controls the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an angle-of-delay side rather than an inhalation top dead center like a claim 15 on the other hand according to a load. For example, in a low load field, it is good to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, to raise mpg, stabilizing a combustion state, to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, to decrease pumping loss in the load field beyond it, and to make it make an engine output increase.

[0024] In this case, it is good like a claim 16 to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control during heavy load operation. As mentioned above, since pumping loss increases in exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, it is good during heavy load operation to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, to decrease pumping loss, and to secure an engine output.

[0025] Moreover, during idle operation, it is good like a claim 17 to control the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an abbreviation inhalation top dead center. If it does in this way, during idle operation, a residual-gas rate can be made into the minimum and idle stability can be secured.

[0026] Furthermore, you may make it switch exhaust air bulb \*\*\*\*\* control and exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like a claim 18 based on engine rotational speed. For example, in the field below a predetermined value, it is [ engine rotational speed ] good to raise mpg, carrying out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control and stabilizing a combustion state, to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like a claim 19, to decrease pumping loss in the rotational-speed field beyond it, and to make it raise the rise nature (acceleration nature) of engine rotational speed.

[0027] Moreover, it switches to exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at the time of knocking generating, or you may make it control the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an angle-of-delay side like a claim 20. If it does in this way, since the temperature in a cylinder can be reduced rather than the time of exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at the time of knocking generating, generating of knocking can be suppressed.

[0028]

[Embodiments of the Invention] The operation form (1) of this invention is explained based on drawing 1 or drawing 10 below [an operation form (1)]. First, the outline composition of the whole system is explained based on drawing 1. As for the DOHC gasoline engine 11 which is a suction-port injection formula internal combustion engine, the power from a crankshaft 12 is transmitted to the inspired air flow path cam shaft 16 and the exhaust side cam shaft 17 by the timing chain 13 through each sprockets 14 and 15. The inspired air flow path adjustable valve timing equipment 18 of the hydraulic-drive formula which adjusts the rotation phase of the inspired air flow path cam shaft 16 to a crankshaft 12 is formed in this inspired air flow path cam shaft 16, and the inspired air flow path cam angle sensor 19 which outputs an inspired air flow path cam angle signal to this inspired air flow path cam shaft 16 for every predetermined cam angle is attached in it. Moreover, the exhaust side adjustable valve timing equipment 20 of the hydraulic-drive formula which adjusts the rotation phase of the exhaust side cam shaft 17 to a crankshaft 12 is formed in the exhaust side cam shaft 17, and the exhaust side cam angle sensor 21 which outputs an exhaust side cam angle signal to this exhaust side cam shaft 17 for every predetermined cam angle is attached in it. On the other hand, the crank angle sensor 22 which outputs a crank angle signal for every predetermined crank angle is attached in the crankshaft 12.

[0029] An engine speed calculates each output signal of these crank angle sensor 22, and the inspired air flow path / exhaust side cam angle sensors 19 and 21 with the frequency of the crank angle signal of the crank angle sensor 22 while it is inputted into the engine control circuit (it is written as "ECU" below) 23 and the real valve timing of an inhalation-of-air bulb and an exhaust air bulb calculates it by this ECU23. Moreover, although illustration is not carried out, the output signal of various sensors which detects engine operation states, such as a pressure-of-induction-pipe force sensor, a coolant temperature sensor, and a throttle sensor, is also inputted into ECU23, and the target valve timing (the amount of target tooth lead angles of the inspired air flow path cam shaft 16 and the amount of target angles of delay of the exhaust side cam shaft 17) of an inhalation-of-air bulb and an exhaust air bulb calculates it based on sensor outputs various [ these ].

[0030] ECU23 controls the exhaust side hydraulic control valve 25, and carries out feedback control of the exhaust side adjustable valve timing equipment 20 so that the real valve timing (the amount of real angles of delay of the exhaust side cam shaft 17) of an exhaust air bulb may be made in agreement with the amount of target angles of delay while it controls the inspired air flow path hydraulic control valve 24 and carries out feedback control of the inspired air flow path adjustable valve timing equipment 18 so that the real valve timing (the amount of real tooth lead angles of the inspired air flow path cam shaft 16) of an inhalation-of-air bulb may be made in agreement with the amount of target tooth lead angles.

[0031] Next, based on drawing 2 or drawing 7, the composition of the phase adjustable mechanism 63 of exhaust side adjustable valve timing equipment 20 is explained. Housing 31 is being bound tight and fixed to the periphery of the exhaust side cam shaft 17 with the bolt 32 by the sprocket 15 supported free [ rotation ]. Thereby, rotation of a crankshaft 12 is transmitted to a sprocket 15 and housing 31 through a timing chain 13, and a sprocket 15 and housing 31 rotate synchronizing with a crankshaft 12.

[0032] On the other hand, the exhaust side cam shaft 17 is supported by the cylinder head 33 and the bearing cap 34 possible [ rotation ], and Rota 35 binds it tight in the end section of this exhaust side cam shaft 17 with a bolt 37 through a stopper 36, and it is being fixed to it. This Rota 35 is contained free [ relative rotation in housing 31 ].

[0033] As shown in drawing 3 and drawing 4, two or more fluid rooms 40 are formed in the interior of housing 31, and each fluid room 40 is divided by the blade 41 formed in the periphery section of Rota 35 at the tooth-lead-angle room 42 and the angle-of-delay room 43. and -- the periphery section of Rota 35, and the periphery section of a blade 41 -- respectively -- a seal -- a member 44 equips -- having -- each seal -- the member 44 is energized by flat spring 45 (refer to drawing 2) in the direction of a periphery thereby -- the crevice between the peripheral face of Rota 35, and the inner skin of housing 31, and the crevice between the peripheral face of a blade 41, and the inner skin of the fluid room 40 -- a seal -- the seal is carried out by the member 44

[0034] As shown in drawing 2, the annular tooth-lead-angle slot 46 and the annular angle-of-delay slot 47 which were formed in the periphery section of the exhaust side cam shaft 17 are connected to the predetermined port of a hydraulic control valve 25, respectively, and when an oil pump 28 drives under the power of an engine 11, the oil pumped up from the oil pan mechanism 27 is supplied to the tooth-lead-angle slot 46 or the angle-of-delay slot 47 through a hydraulic control valve 25. The tooth-lead-angle oilway 48 connected to the tooth-lead-angle slot 46 is formed so that it may be open for free passage to the circular tooth-lead-angle oilway 49 (refer to drawing 3) which penetrated the interior of the exhaust side cam shaft 17, and was formed in the left lateral of Rota 35, and this circular tooth-lead-angle oilway 49 is opening it for free passage in each tooth-lead-angle room 42. On the other hand, the angle-of-delay oilway 50 connected to the angle-of-delay slot 47 is formed so that it may be open for free passage to the circular angle-of-delay oilway 51 (refer to drawing 4) which penetrated the interior of the exhaust side cam shaft 17, and was formed in the right lateral of Rota 35, and this circular angle-of-delay oilway 51 is opening it for free passage in each angle-of-delay room 43.

[0035] A hydraulic control valve 25 is a 4 port 3 position change-over valve which drives a valve element by the solenoid 53 and the spring 54, and is switched between the position which supplies oil pressure for the position of a valve element to the tooth-lead-angle room 42, the position which supplies oil pressure to the angle-of-delay room 43, and the position which supplies oil pressure to neither the tooth-lead-angle room 42 nor the angle-of-delay room 43. At the time of an energization halt of a solenoid 53, a valve element is automatically switched to the position which supplies oil pressure to the angle-of-delay room 43 with a spring 54, and oil pressure works in the direction which carries out the angle of delay of the cam shaft phase.

[0036] Where the oil pressure more than place constant pressure is supplied to the tooth-lead-angle room 42 and the angle-of-delay room 43, a blade 41 is fixed with the oil pressure of the tooth-lead-angle room 42 and the angle-of-delay room 43, rotation of the housing 31 by rotation of a crankshaft 12 is transmitted to Rota 35 (blade 41) through oil, and the rotation drive of the exhaust side cam shaft 17 is carried out in one with Rota 35. During engine operation, it is controlling the oil pressure of the tooth-lead-angle room 42 and the angle-of-delay room 43 by the hydraulic control valve 25, and carrying out relative rotation of housing 31 and Rota 35 (blade 41), and it carries out adjustable control of the rotation phase of the exhaust side cam shaft 17 to a crankshaft 12, i.e., the phase of the valve timing of an exhaust air bulb to a crank angle.

[0037] Moreover, as shown in drawing 3 and drawing 4, the stopper section 56 which regulates the relative rotation range of Rota 35 (blade 41) over housing 31 is formed in the both-sides section of any one blade 41, and the maximum angle-of-delay phase of a cam shaft phase and the maximum tooth-lead-angle phase are regulated by this stopper section 56. furthermore, the lock-pin hold formed in other blades 41 -- in the body material 61 which fitted into the inner circumference of a hole 57, the lock pin 58 for locking relative rotation with housing 31 and Rota 35 (blade 41) is held, and a cam shaft phase is locked in the abbreviation mid-position (middle lock phase) of the range which can be



adjusted by getting into the lock hole 59 (referring to drawing 2 ) where this lock pin 58 was formed in housing 31. In addition, this middle lock phase is set as the phase suitable for starting.

[0038] During an engine shutdown, a lock pin 58 is held with a spring 62 in a lock position. Therefore, engine starting is performed where a lock pin 58 is held in a lock position (middle lock phase), and the lock of a lock pin 58 is canceled by oil pressure after engine starting. During engine operation, a lock pin 58 is held with oil pressure in a lock release position, and housing 31 and Rota 35 are held at the state (state in which jamming adjustable valve timing control is possible) in which relative rotation is possible. In addition, although illustration is not carried out, inspired air flow path adjustable valve timing equipment 18 is the same composition as exhaust side adjustable valve timing equipment 20.

[0039] ECU23 is performing the valve timing control program of drawing 5 memorized to built-in ROM (storage), and controls the valve timing of an exhaust air bulb and an inhalation-of-air bulb as follows. This program is performed for every predetermined time, and plays a role of valve timing control means as used in the field of a claim. Starting of this program computes the real valve timing of both an inhalation-of-air bulb and an exhaust air bulb at Step 101 first based on the output signal of the crank angle sensor 22 and the cam angle sensors 21 and 19.

[0040] Then, the target valve-closing timing map of the exhaust air bulb which makes a parameter the engine speed NE shown in drawing 6 and a load F is searched with Step 102, and it asks for the target valve-closing timing of the exhaust air bulb according to a present engine speed NE and a present load F. In addition, a load F is computed or more based on one of throttle opening, the pressure-of-induction-pipe force, inhalation air contents, etc.

[0041] The target valve-closing timing map of the exhaust air bulb of drawing 6 is set up as follows. In low rotation and the low load field, after the tooth lead angle of the target valve-closing timing of an exhaust air bulb is carried out from Inhalation TDC (top dead center) to BTDC20degree-CA (before [ a top dead center ] 20degree-CA), it is set up so that the angle of delay may be again carried out to Inhalation TDC as a load F becomes large. In low rotation, and inside and a heavy load field, after the tooth lead angle of the target valve-closing timing of an exhaust air bulb is carried out from Inhalation TDC to ATDC30degree-CA (after [ a top dead center ] 30degree-CA), it is set up so that the angle of delay may be again carried out to near inhalation TDC (however, the ATDC side) as a load F becomes large. In addition, in the high rotation field, the target valve-closing timing of an exhaust air bulb is set to the ATDC side irrespective of the size of a load F.

[0042] Next, it progresses to Step 103, the target valve-opening timing map of the inhalation-of-air bulb which makes a parameter the engine speed NE shown in drawing 7 and a load F is searched, and it asks for the target valve-opening timing of the inhalation-of-air bulb according to a present engine speed NE and a present load F.

[0043] The target valve-opening timing map of the inhalation-of-air bulb of drawing 7 is set up as follows. In low rotation and the low load field, the target valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb is set as the abbreviation inhalation TDC. In low rotation, and inside and a heavy load field, after the angle of delay of the target valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb is carried out from Inhalation TDC to ATDC30degree-CA, it is set up so that a tooth lead angle may be again carried out to near inhalation TDC (however, the ATDC side) as a load F becomes large. In addition, in the high rotation field, the target valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb is set to the BTDC side irrespective of the size of a load F.

[0044] Then, it progresses to Step 104, feedback control of the hydraulic control valve 25 of exhaust side adjustable valve timing equipment 20 is carried out so that the real valve-closing timing of an exhaust air bulb may be made in agreement with target valve-closing timing, and feedback control of the hydraulic control valve 24 of inspired air flow path adjustable valve timing equipment 18 is carried out so that the real valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb may be made in agreement with target valve-opening timing.

[0045] The example of control at the time of performing valve timing control of the operation gestalt (1) explained above is explained using drawing 8 and drawing 9 . Drawing 8 shows the example of control in case an engine operation state is in low rotation and a low load field (however, load field higher than the time of an idle). In this case, as shown in drawing 8 (a), exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out and an exhaust air bulb is closed to timing earlier than Inhalation TDC. An inhalation-of-air bulb is mostly opened by Inhalation TDC.

[0046] Thus, if an exhaust air bulb is closed to timing earlier than Inhalation TDC, the combustion gas which remains in a cylinder will be shut up in a cylinder, and will turn into internal-EGR gas. under the present circumstances -- inhalation of air -- a bulb -- residual gas -- shutting up -- after -- for a while -- having closed -- a state -- maintaining -- having -- a sake -- the former -- a bulb -- overlap -- depending -- an internal EGR -- differing -- inhalation -- air -- incorporation -- depending -- residual gas -- temperature -- a fall -- it can protect -- while -- exhaust air -- a bulb -- valve closing -- from -- inhalation of air -- a bulb -- valve opening (inhalation TDC) -- up to -- a period -- a cylinder -- inside -- residual gas -- a piston -- Therefore, even if it carries out an internal EGR (exhaust air bulb \*\*\*\*\* control) at the time of low load operation, where temperature in a cylinder is made into an elevated temperature rather than the

conventional internal EGR, a gaseous mixture can be taken in in a cylinder, the atomization of the fuel within a cylinder can be raised, and a combustion state can be stabilized. Even if it carries out an internal EGR (exhaust air bulb \*\*\*\*\* control) at the time of low load operation, while being able to prevent the emission aggravation by combustion aggravation by this, engine vibration can be reduced, drivability can be improved and, moreover, mpg can be improved according to the synergistic effect of the stabilization and the internal EGR of a combustion state.

[0047] In addition, although it is made to open an inhalation-of-air bulb by the abbreviation inhalation TDC during exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, you may make it open to timing later than Inhalation TDC in this operation gestalt (1).

[0048] Moreover, as a dotted line shows to drawing 8 (a) during idle operation, an exhaust air bulb is closed by the abbreviation inhalation TDC. Thereby, the amount of residual gas under idle operation becomes less than the amount of residual gas under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control. During idle operation, while a combustion state can be stabilized by the direction with little residual gas, it can raise idle stability and can reduce the vibration at the time of an idle, the discharge of the unburnt component at the time of an idle can also be reduced.

[0049] Drawing 9 shows the example of control in case an engine operation state is in inside and a heavy load field, or a high rotation field. In this case, as shown in drawing 9 (a), exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out and an exhaust air bulb is closed to timing later than Inhalation TDC. Moreover, an inhalation-of-air bulb is opened to timing later than Inhalation TDC.

[0050] In exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, in order to compress residual gas, the part and pumping loss increase. Then, setting up the valve-closing timing of an exhaust air bulb to timing later than the abbreviation inhalation TDC or it, decreasing pumping loss, and making an engine output increase, exhaust gas is re-inhaled in a cylinder from an exhaust air system, the amount of internal EGRs is secured, and the improvement in mpg is made to plan to a period until an exhaust air bulb closes from Inhalation TDC during heavy load operation with a comparatively large demand engine output into and, and high rotation operation.

[0051] Moreover, although the amount of residual gas in a cylinder is made [ many ] and it is made to heighten the improvement effect in mpg with this operation gestalt (1) by opening an inhalation-of-air bulb after Inhalation TDC, and lessening an inhalation air content as shown in drawing 9 when an engine operation state is in inside and a heavy load field Priority is given to reservation of an engine output, an inhalation-of-air bulb is opened to timing earlier than Inhalation TDC, the incorporation of the inhalation air into a cylinder is started as much as possible at an early stage, and you may make it make an inhalation air content increase in a full load field among heavy load fields, as shown in drawing 10.

[0052] Moreover, with this operation gestalt (1), since it was made to change the valve timing of the exhaust air bulb under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control according to an engine speed NE and a load F While being able to prevent that can rationalize the amount of residual gas under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, and the temperature in a cylinder according to operational status, the amount of residual gas becomes excessive, and exhaust air emission gets worse, it can prevent that the temperature in a cylinder rises too much and knocking occurs.

[0053] In addition, you may make it cooling water temperature, combustion roughness (the degree of combustion instability), etc. change the valve timing of the exhaust air bulb under exhaust air bulb \*\*\*\*\* control [ other than an engine speed NE and a load F ].

[0054] Moreover, exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out, mpg is raised, stabilizing a combustion state, and exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out, pumping loss is decreased, and it may be made to make it make it increase an engine output at the time of acceleration at the time of a slowdown (except for the time of a fuel cut).

[0055] The operation gestalt (2) of this invention is explained using [an operation gestalt (2)] next drawing 11, or drawing 13. Like the above-mentioned operation gestalt (1), if exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out using the phase adjustable mechanism 63, as shown in drawing 8 (a) Since the tooth lead angle also of the valve-opening timing of an exhaust air bulb will be carried out only for the same amount of tooth lead angles as the tooth lead angle of the valve-closing timing of an exhaust air bulb being carried out, As shown in drawing 8 (b), before the end stage of an expansion stroke is rash and combustion gas works to the last, exhaust air will be started, and the part and the improvement effect in mpg fall.

[0056] Then, the working-angle adjustable mechanism 65 which carries out adjustable [ of the working angle of an exhaust air bulb other than the phase adjustable mechanism 63 ] is carried, only valve-closing timing is changed, without changing most valve-opening timing of an exhaust air bulb, and it enables it to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control to exhaust side adjustable valve timing equipment 64 with this operation gestalt (2), as shown in drawing 11.

[0057] First, the composition of the working-angle adjustable mechanism 65 is explained. the oil pressure room which covering 66 and the cylinder part material 67 were fixed to the attaching position of the phase adjustable mechanism 63

of the cylinder heads 33, and the position of an opposite side with the bolt 68, and was formed in the interior of these coverings 66 and the cylinder part material 67 -- a piston -- it is divided by the member 69 at two oil pressure rooms 70 and 71 a piston -- a member 69 is attached in the point periphery of the exhaust side cam shaft 73 free [ rotation ] through bearing 72 -- having -- the exhaust side cam shaft 73 -- a piston -- it is prepared possible [ movement to shaft orientations ] with the member 69 The exhaust cam 74 which carries out the opening-and-closing drive of the exhaust air bulb is fixed to the exhaust side cam shaft 73, and this exhaust cam 74 is formed so that profiles may differ in shaft orientations. And the oil pressure of the oil pressure rooms 70 and 71 is controlled by the hydraulic control valve (not shown), and by moving the exhaust side cam shaft 73 to shaft orientations, the profile of an exhaust cam 74 is changed and it carries out adjustable [ of the working angle (valve-opening period) of an exhaust air bulb ]. The alien-system composition is the same as the aforementioned operation gestalt (1).

[0058] In addition to the target valve-closing timing map of the exhaust air bulb of drawing 6, the valve timing of an exhaust air bulb is controlled by this operation gestalt (2) using the target valve-opening timing map of the exhaust air bulb which makes a parameter the engine speed NE shown in drawing 12, and a load F.

[0059] The target valve-opening timing map of the exhaust air bulb of drawing 12 is set up so that the tooth lead angle of the target valve-opening timing of an exhaust air bulb may be carried out from BBDC20degree-CA (before [ a bottom dead point ] 20degree-CA) to BBDC70degree-CA as an engine speed NE and a load F become large.

[0060] Drawing 13 shows the example of control in case an engine operation state is in low rotation and a low load field (however, load field higher than the time of an idle). In this case, although exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out and the valve-closing timing of an exhaust air bulb becomes earlier than Inhalation TDC as shown in drawing 13 (a), the valve-opening timing of an exhaust air bulb is maintained by the almost same timing as the time of an idle. Thereby, as shown in drawing 13 (b), it can prevent that the end stage of an expansion stroke is rash, and can prevent that the effective work of combustion gas decrease, and the improvement effect in mpg can be heightened.

[0061] With the operation gestalt (3) of a [operation gestalt (3)] this invention, the phase adjustable mechanism and the working-angle adjustable mechanism are prepared also in the inspired air flow path adjustable valve timing equipment which is not illustrated. The alien-system composition is the same as the aforementioned operation gestalt (2).

[0062] In addition to the target valve-opening timing map of the inhalation-of-air bulb of drawing 7, the valve timing of an inhalation-of-air bulb is controlled by this operation gestalt (3) using the target valve-closing timing map of the inhalation-of-air bulb which makes a parameter the engine speed NE shown in drawing 14, and a load F.

[0063] The target valve-closing timing map of the inhalation-of-air bulb of drawing 14 is set up so that the tooth lead angle of the target valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb may be carried out from ABDC (after a bottom dead point) to BBDC90degree-CA (before [ a bottom dead point ] 90degree-CA) as an engine speed NE and a load F become small. In this case, the target valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb is set up so that a tooth lead angle may be carried out from BDC to BBDC90degree-CA, and the target valve-closing timing of an inhalation-of-air bulb is set to the ABDC side in the full load field as a load F becomes small in the partial load field of low rotation.

[0064] The example of control in case drawing 15 has an engine operation state in low rotation and a low load field (however, load field higher than the time of an idle) is shown, and drawing 16 shows the example of control in case an engine operation state is in low rotation, and inside and a heavy load field (however, a full load field is removed). Thus, when an engine operation state is in low rotation and a partial load field, as shown in drawing 15 (a) and drawing 16 (a), an inhalation-of-air bulb is closed to timing earlier than a bottom dead point. Thus, if an inhalation-of-air bulb is closed to timing earlier than a bottom dead point, an effective compression ratio can be decreased, pumping loss can be reduced, and mpg can be raised. In addition, even if it closes an inhalation-of-air bulb early and decreases an effective compression ratio during exhaust air bulb \*\*\*\*\* control like the example of control of drawing 15, by the temperature rise in a cylinder by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control, a combustion state can be stabilized and aggravation of a combustion state can be suppressed.

[0065] Drawing 17 shows the example of control in case an engine operation state is in a full load field. In this case, an inhalation-of-air bulb is closed to timing later than a bottom dead point. A bottom dead point or later is filled up with inhalation air in a cylinder according to inertia, an inhalation air content is increased, and it enables it to secure the demand engine output at the time of full load running by this.

[0066] [Operation gestalt (4)] above-mentioned each operation gestalt (1) At - (3), although exhaust air bulb \*\*\*\*\* control was carried out in the gasoline engine of a suction-port injection formula, with the operation gestalt (4) of this invention, it is made to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control in the cylinder-injection-of-fuel formula gasoline engine which injects fuel in a cylinder.

[0067] With this operation gestalt (4), exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out using the target valve-closing timing map of the exhaust air bulb which makes a parameter the engine speed NE shown in drawing 18, and a load F. The target valve-closing timing map of the exhaust air bulb of drawing 18 is set up so that the tooth lead angle of the

target valve-closing timing of an exhaust air bulb may be carried out to BTDC80degree-CA (before [ a top dead center ] 80degree-CA) as an engine speed NE and a load F become small.

[0068] a cylinder-injection-of-fuel formula engine -- a near ignition plug -- fuel -- injecting -- stratification -- since a gaseous mixture is formed and stratification combustion is carried out, stable combustion can be carried out even if it makes [ more ] the amount of internal EGRs (the amount of residual gas) than a suction-port injection formula engine. However, near inhalation TDC, in order to make a compression ratio high, the cylinder-injection-of-fuel formula engine is designed so that a piston upper-limit side may carry out remarkable approach on the upper surface of a combustion chamber. For this reason, in the internal-EGR control by the conventional bulb overlap, if the angle of delay of the valve-closing timing of an exhaust air bulb was carried out too much or the tooth lead angle of the valve-opening timing of an inhalation-of-air bulb was carried out too much, since an exhaust air bulb and an inhalation-of-air bulb would collide with a piston near inhalation TDC, the amount of internal EGRs was not not much able to be increased.

[0069] Since exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out in a cylinder-injection-of-fuel formula engine and the valve-closing timing of an exhaust air bulb was controlled by the point and this operation gestalt (4) to the tooth-lead-angle side rather than Inhalation TDC, even if it enlarges the amount of tooth lead angles and makes [ many ] the amount of residual gas, it is avoidable that an exhaust air bulb collides with a piston. For this reason, the tooth lead angle of the valve-closing timing of an exhaust air bulb can be carried out to BTDC80degree-CA at the maximum, hot residual gas can be increased, the temperature in a cylinder can be raised, flammability can be raised, and the discharge of an unburnt component can be reduced.

[0070] In addition, also in a diesel power plant, you may be made to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control. The compression ratio of a diesel power plant is still higher than a cylinder-injection-of-fuel formula engine, and by the problem of a collision of \*\* and an exhaust air bulb, and a piston, by the conventional method, although it was not able to increase the amount of internal EGRs (the amount of residual gas), it becomes possible [ increasing the amount of residual gas and heightening the EGR effect by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control of this invention, ], and can reduce NOx and PM (particulate matter) simultaneously.

[0071] Moreover, also in the lean burn engine which controls the air-fuel ratio of a gaseous mixture to a RIN side rather than theoretical air fuel ratio in a cylinder, you may be made to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control. In this case, a NOx discharge can be reduced, while being able to expand the RIN limit of inflammability of a gaseous mixture to a RIN side in a cylinder and being able to improve the part and mpg with stabilization of the combustion state by exhaust air bulb \*\*\*\*\* control.

[0072] In [other operation gestalt] above-mentioned each operation gestalt (1) - (4), although it was made to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control during low load operation, you may be made to carry out exhaust air bulb \*\*\*\*\* control in partial load operation. Since there are few inhalation air contents and a residual-gas rate becomes high compared with the time of full load running, if exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out, the inside of partial load operation can raise the temperature in a cylinder effectively, and can stabilize a combustion state.

[0073] Moreover, exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is forbidden at the time of knocking generating, and exhaust air bulb \*\*\*\*\* control is carried out at it, or you may make it control the valve-closing timing of an exhaust air bulb to an angle-of-delay side. If it does in this way, since the temperature in a cylinder can be reduced rather than the time of exhaust air bulb \*\*\*\*\* control at the time of knocking generating, generating of knocking can be suppressed.

[0074] In addition, this invention forms adjustable valve timing equipment only in an exhaust side cam shaft, and may be made to carry out adjustable [ only of the valve timing of an exhaust air bulb ].

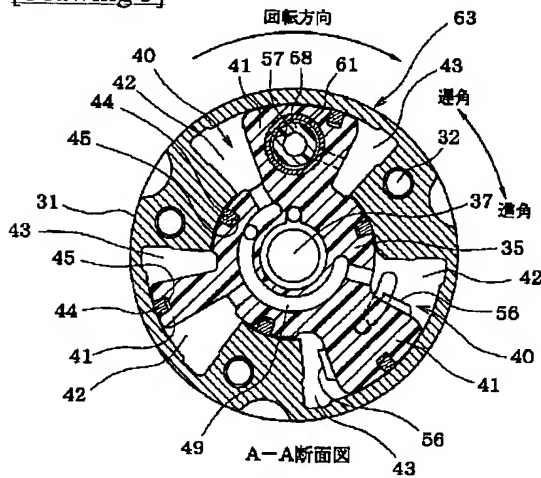
## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

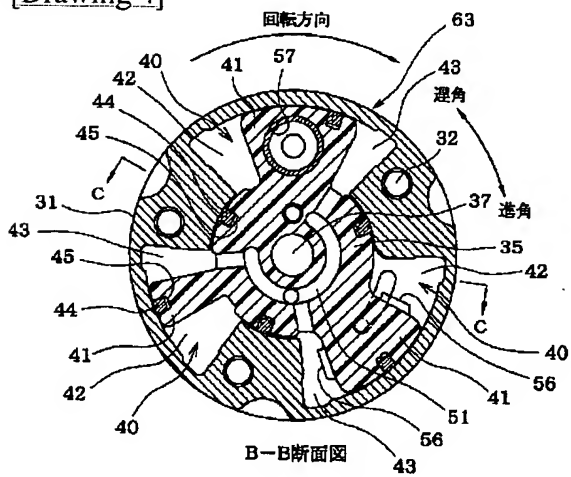
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

[Drawing 3]

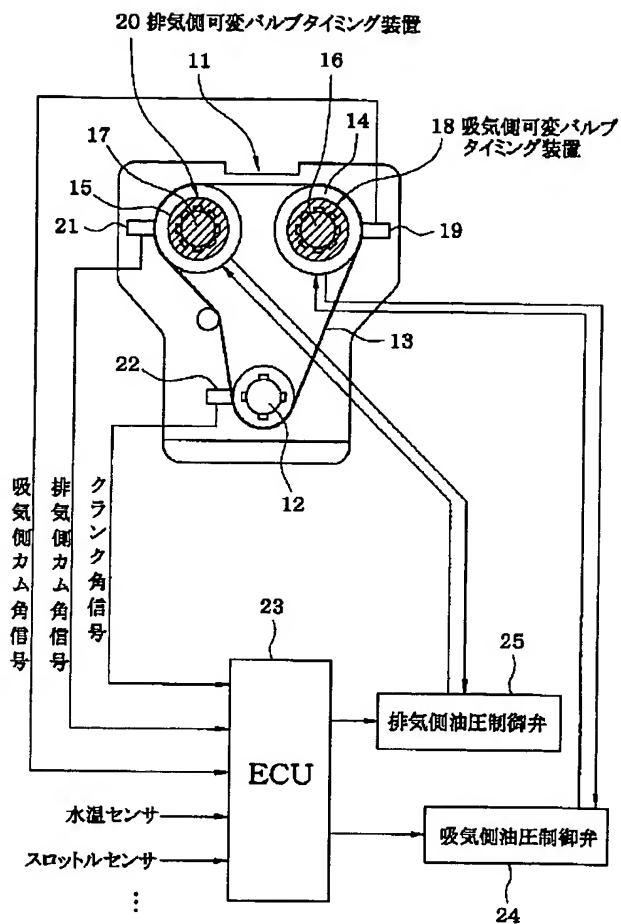


[Drawing 4]

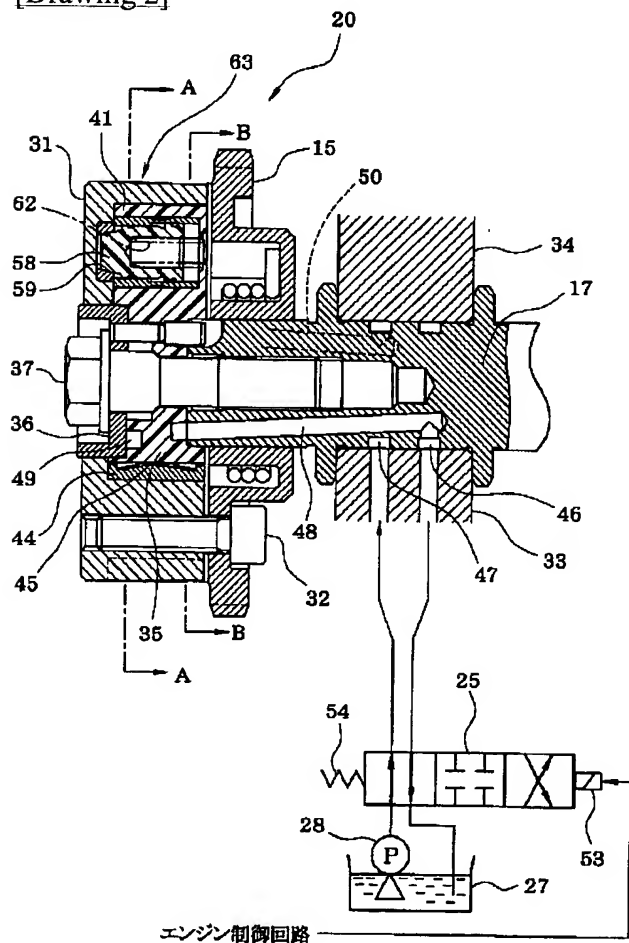


[Drawing 1]

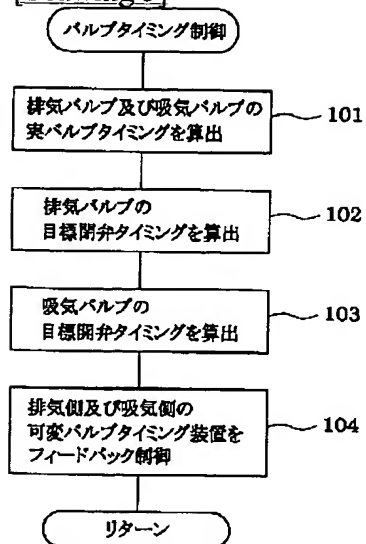




[Drawing 2]

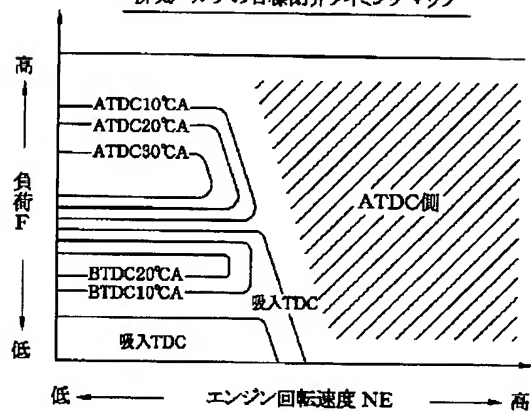


[Drawing 5]



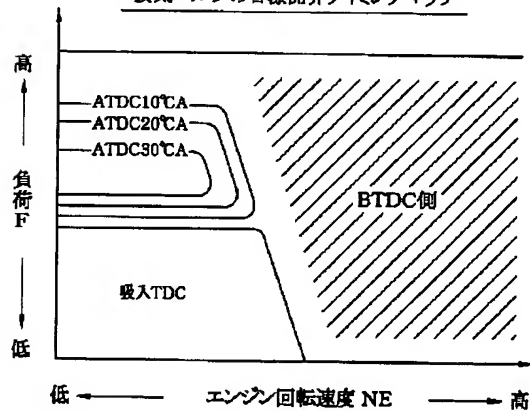
[Drawing 6]

排気バルブの目標開弁タイミングマップ

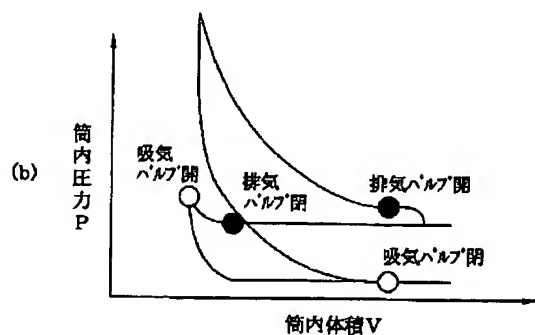
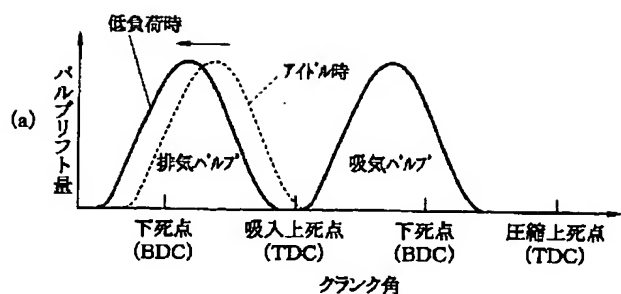


[Drawing 7]

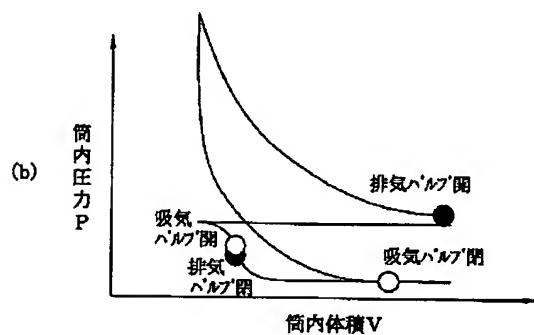
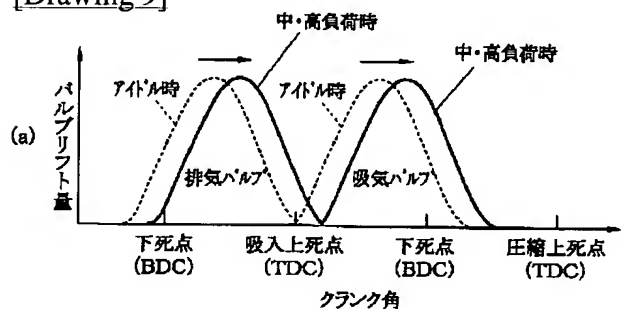
吸気バルブの目標開弁タイミングマップ



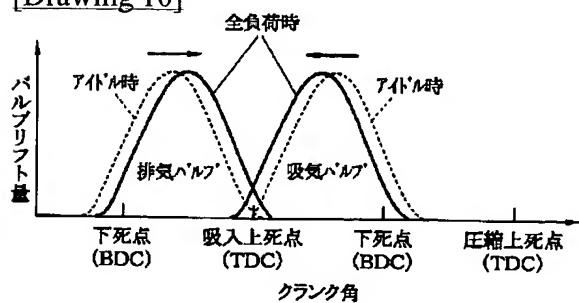
[Drawing 8]



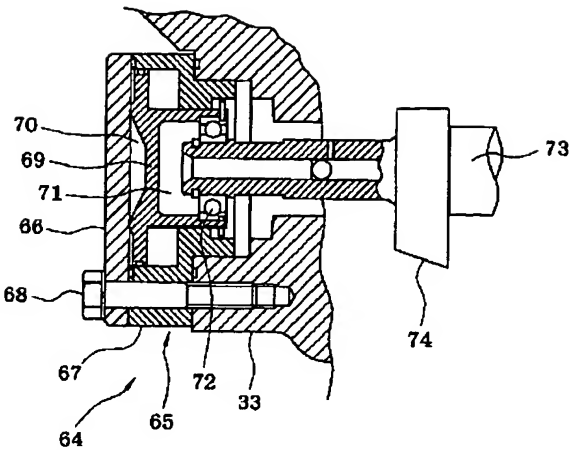
[Drawing 9]



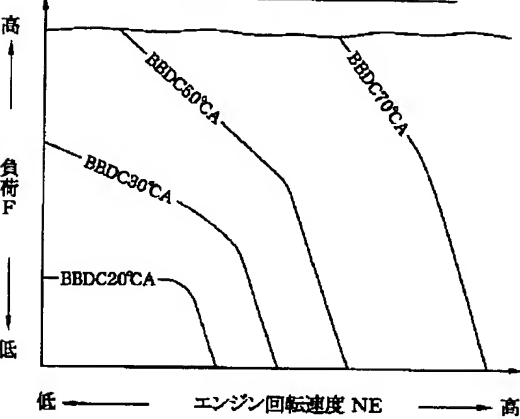
[Drawing 10]



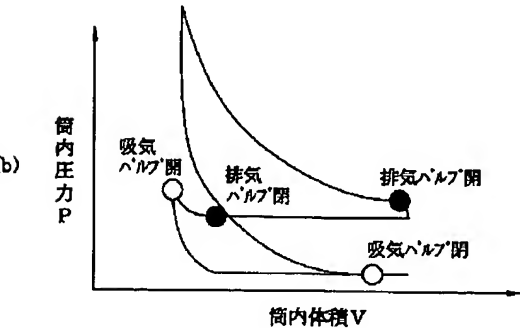
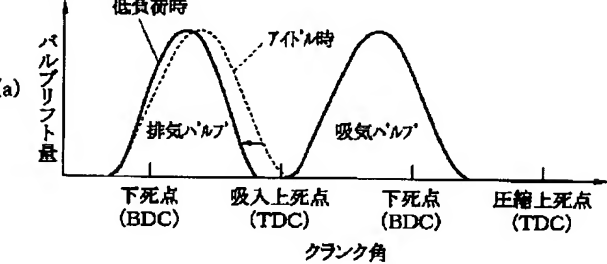
[Drawing 11]



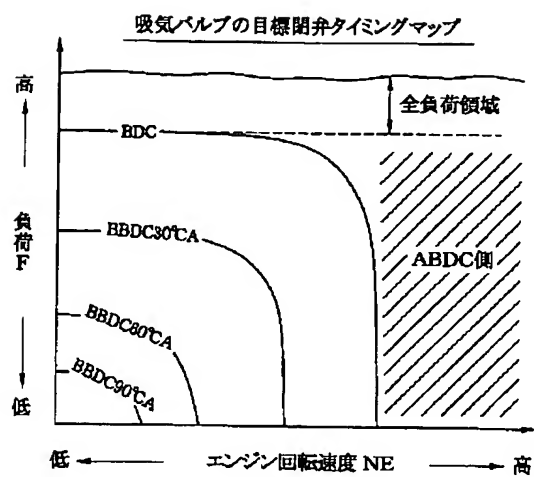
[Drawing 12]  
排気バルブの目標開弁タイミングマップ



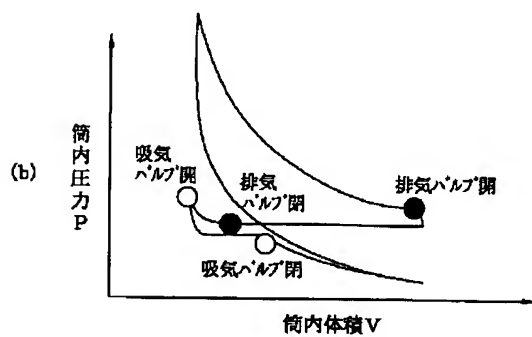
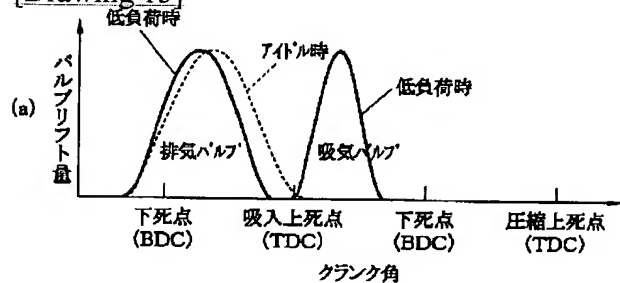
[Drawing 13]



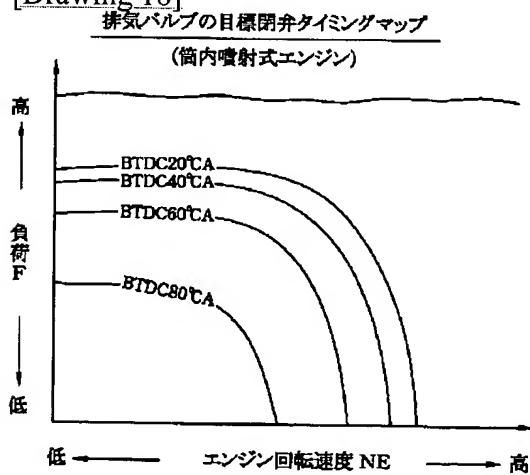
[Drawing 14]



[Drawing 15]

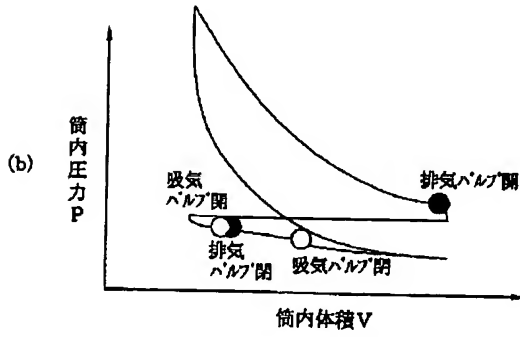
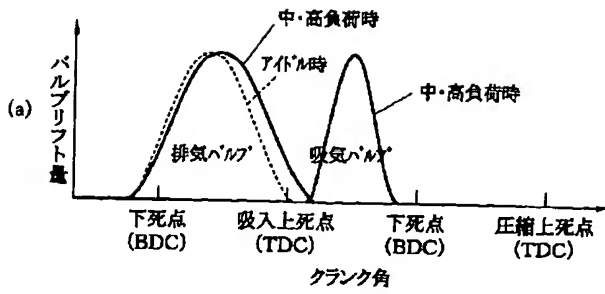


[Drawing 18]

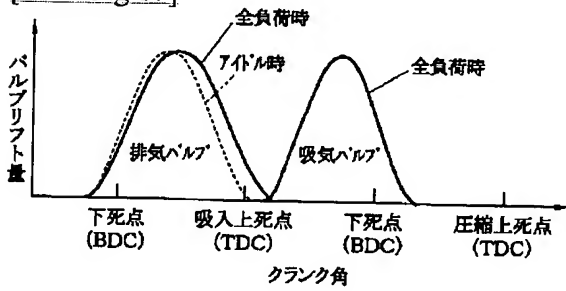


[Drawing 16]





[Drawing 17]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-355462  
(P2001-355462A)

(43) 公開日 平成13年12月26日 (2001. 12. 26)

| (51) Int.Cl. <sup>7</sup>    | 識別記号  | FI            | テーマコード(参考)  |
|------------------------------|-------|---------------|-------------|
| F 0 2 D 13/02                |       | F 0 2 D 13/02 | G 3 G 0 1 8 |
|                              |       |               | H 3 G 0 9 2 |
|                              |       |               | J           |
| F 0 1 L 1/34                 |       | F 0 1 L 1/34  | E           |
| 13/00                        | 3 0 1 | 13/00         | 3 0 1 Y     |
| 審査請求 未請求 請求項の数20 OL (全 14 頁) |       |               |             |

(21) 出願番号 特願2000-179358(P2000-179358)

(22) 出願日 平成12年6月9日(2000. 6. 9)

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 佐藤 修

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(74) 代理人 100098420

弁理士 加古 宗男

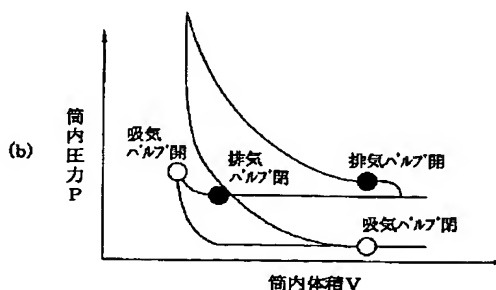
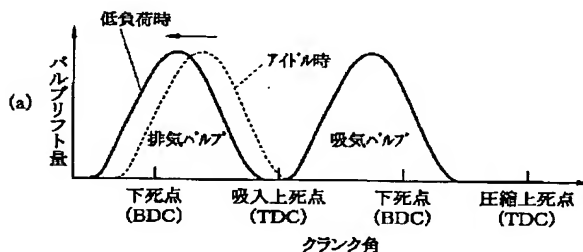
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変バルブタイミング制御装置

(57) 【要約】

【課題】 内燃機関の燃焼状態の悪化を招くことなく内部EGRによる燃費向上の効果を得ることができるようにする。

【解決手段】 内燃機関の吸気バルブと排気バルブに、それぞれ可変バルブタイミング装置を設ける。低回転、低負荷領域（但しアイドル時よりも高い負荷領域）では、排気バルブ早閉じ制御を実施して、排気バルブを吸入上死点よりも早いタイミングで閉弁することで、筒内に残留する燃焼ガスを閉じ込める。更に吸気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅いタイミングに設定することで、排気バルブの閉弁から吸入上死点までの期間に筒内の残留ガスをピストンで圧縮して筒内温度を上昇させる。これにより、筒内温度を従来のバルブオーバーラップによる内部EGRよりも高温にした状態で筒内に混合気を取り入れることができ、筒内での燃料の霧化を向上させて燃焼状態を安定させることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関の排気バルブのバルブタイミングを可変する可変バルブタイミング装置と、この可変バルブタイミング装置を制御するバルブタイミング制御手段とを備えた内燃機関の可変バルブタイミング制御装置において、

前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブの開弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御する排気バルブ早閉じ制御を実施することを特徴とする内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項2】 前記バルブタイミング制御手段は、部分負荷運転中に前記排気バルブ早閉じ制御を実施することを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項3】 前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブ閉弁タイミングを、アイドル運転中の排気バルブ閉弁タイミングよりも進角側に制御することを特徴とする請求項1又は2に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項4】 前記可変バルブタイミング装置は、前記排気バルブのバルブタイミングの位相を可変する位相可変機構で構成されていることを特徴とする請求項1乃至3のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項5】 前記可変バルブタイミング装置は、前記排気バルブの作用角を可変する作用角可変機構で構成されていることを特徴とする請求項1乃至3のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項6】 前記内燃機関は、筒内混合気の空燃比が理論空燃比よりもリーン側に制御されることを特徴とする請求項1乃至5のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項7】 前記内燃機関は、筒内に燃料を噴射する筒内噴射式エンジンで構成されていることを特徴とする請求項6に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項8】 前記内燃機関は、ディーゼルエンジンで構成されていることを特徴とする請求項6に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項9】 前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブ閉弁タイミングを機関回転速度と負荷に基づいて制御することを特徴とする請求項1乃至8のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項10】 内燃機関の吸気側と排気側の両方にそれぞれ可変バルブタイミング装置を備え、

前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブ早閉じ制御中に、前記吸気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御することを特徴とする請求項1乃至9のいずれかに記載の内燃機関の可変バ

ルブタイミング制御装置。

【請求項11】 前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブ早閉じ制御中に、前記吸気バルブの開弁タイミングを下死点よりも進角側に制御することを特徴とする請求項10に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項12】 前記バルブタイミング制御手段は、アイドル運転中には、前記排気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点に制御し、低負荷運転中には、前記排気バルブ早閉じ制御を実施し、中負荷及び高負荷運転中には、前記排気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御することを特徴とする請求項1乃至11のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項13】 内燃機関の吸気側と排気側の両方にそれぞれ可変バルブタイミング装置を備え、

前記バルブタイミング制御手段は、部分負荷運転中には、前記吸気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御し、全負荷運転中には、前記吸気バルブの開弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御することを特徴とする請求項1乃至12のいずれかに記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項14】 前記バルブタイミング制御手段は、部分負荷運転中には、前記吸気バルブの開弁タイミングを負荷の減少に応じて下死点よりも進角側に制御し、全負荷運転中には、前記吸気バルブの開弁タイミングを下死点よりも遅角側に制御することを特徴とする請求項13に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項15】 内燃機関の排気バルブのバルブタイミングを可変する可変バルブタイミング装置と、この可変バルブタイミング装置を制御するバルブタイミング制御手段とを備えた内燃機関の可変バルブタイミング制御装置において、前記バルブタイミング制御手段は、前記排気バルブの開弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御する排気バルブ早閉じ制御と、前記排気バルブの開弁タイミングを吸入上死点よりも遅角側に制御する排気バルブ遅閉じ制御とを負荷に応じて切り換えることを特徴とする内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項16】 前記バルブタイミング制御手段は、高負荷運転中に前記排気バルブ遅閉じ制御を実施することを特徴とする請求項15に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項17】 前記バルブタイミング制御手段は、アイドル運転中に前記排気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点に制御することを特徴とする請求項15又は16に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項18】 前記バルブタイミング制御手段は、機関回転速度に基づいて前記排気バルブ早閉じ制御と前記排気バルブ遅閉じ制御とを切り換えることを特徴とする請求項15乃至17のいずれかに記載の内燃機関の可変

バルブタイミング制御装置。

【請求項19】 前記バルブタイミング制御手段は、高回転運転中に前記排気バルブ遅閉じ制御を実施することを特徴とする請求項18に記載の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【請求項20】 前記バルブタイミング制御手段は、ノッキング発生時に前記排気バルブ遅閉じ制御に切り換えるか又は前記排気バルブの閉弁タイミングを遅角側に制御することを特徴とする請求項15乃至19のいずれかに内燃機関の可変バルブタイミング制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関の排気バルブのバルブタイミングを可変する可変バルブタイミング装置を備えた内燃機関の可変バルブタイミング制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年、車両に搭載される内燃機関においては、出力向上、燃費節減、排気エミッション低減を目的として、可変バルブタイミング装置を採用したものが増加しつつある。現在、実用化されている可変バルブタイミング装置は、吸気バルブのバルブタイミングの進角量を制御するものが多く、部分負荷時に吸気バルブのバルブタイミングを進角させてバルブオーバーラップ量を増大させることで、内部EGR量（残留ガス量）を増加させてポンピング損失を低減し、燃費を向上させるようにしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、吸入空気量が少ない低負荷運転中は、バルブオーバーラップ量を大きくして内部EGR量を多くすると、残留ガスの吸気側への吹き返しにより筒内への吸入空気の入りが妨げられるため、燃焼状態が悪化して排気エミッションが悪化したり、エンジン振動が増大してドライバビリティが悪化するおそれがある。このため、従来システムでは、低負荷運転時には、燃焼安定性を優先して内部EGRを少なくする必要があり、内部EGRによって燃費を改善できる運転領域が中負荷以上に限られてしまい、その分、燃費向上効果が少なくなるという欠点があった。

【0004】本発明はこのような事情を考慮してなされたものであり、従ってその目的は、低負荷運転時でも燃焼状態の悪化を招くことなく内部EGRによる燃費向上の効果を得ることができ、燃費、排気エミッション、ドライバビリティを全て向上させることができる内燃機関の可変バルブタイミング制御装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】従来のバルブオーバーラップによる内部EGRは、バルブオーバーラップ時に筒内の残留ガス（内部EGRガス）が吸入空気と混ざり合

って筒内温度が低下することが燃焼性低下の1つの原因となっていた。

【0006】この点を考慮し、本発明の請求項1の内燃機関の可変バルブタイミング制御装置は、バルブタイミング制御手段によって排気バルブの閉弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御する排気バルブ早閉じ制御を実施することで、バルブオーバーラップを用いずに内部EGRを実現する。本発明のように、排気バルブを吸入上死点よりも早いタイミングで閉じれば、筒内に残留する燃焼ガスが筒内に閉じ込められ、内部EGRガスとなる。この際、吸気バルブは、残留ガスの閉じ込め後も暫く閉じた状態に維持されるため、従来のバルブオーバーラップによる内部EGRと異なり、吸入空気を取り込みによる残留ガスの温度低下を防ぐことができると共に、排気バルブの閉弁タイミングから吸入上死点（又は吸気バルブの開弁タイミング）までの期間に筒内の残留ガスをピストンで圧縮して残留ガスの温度を上昇させることができる。従って、本発明では、低負荷運転時に内部EGR（排気バルブ早閉じ制御）を実施しても、筒内温度を従来の内部EGRよりも高温にした状態で筒内に混合気を取り入れることができ、筒内での燃料の霧化を向上させて燃焼状態を安定させることができる。これにより、低負荷運転時に内部EGR（排気バルブ早閉じ制御）を実施しても、燃焼悪化によるエミッション悪化を防止できると共に、エンジン振動を低減してドライバビリティを向上でき、しかも、燃焼状態の安定化と内部EGRとの相乗効果によって燃費を向上できる。

【0007】この場合、請求項2のように、部分負荷運転中に排気バルブ早閉じ制御を実施すると良い。部分負荷運転中は、全負荷運転時に比べて吸入空気量が少なく、残留ガス割合が高くなるため、従来の内部EGRでは燃焼性が低下するが、排気バルブ早閉じ制御を実施すれば、筒内温度を従来の内部EGRよりも高温にした状態で筒内に混合気を取り入れることができ、燃焼状態を安定させて、失火やドライバビリティの悪化を防止しながら、燃費を向上させることができる。

【0008】また、請求項3のように、排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブ閉弁タイミングを、アイドル運転中の排気バルブ閉弁タイミングよりも進角側に設定すると良い。換言すれば、アイドル運転中の排気バルブ閉弁タイミングを排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブ閉弁タイミングよりも遅角側に設定すると良い。つまり、排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブの閉弁タイミングが遅くなるほど、筒内に閉じ込められる残留ガス量が減少するため、アイドル運転中の排気バルブの閉弁タイミングを排気バルブ早閉じ制御中よりも遅くすれば、アイドル運転中の残留ガス割合が排気バルブ早閉じ制御中の残留ガス割合よりも少なくなる。アイドル運転中は、吸入空気量が最小限に絞られるため、残留ガス割合が少ない方が燃焼状態が安定して、アイドル回転を安定させるこ

とができ、アイドル時の振動を低減できると共に、アイドル時の未燃成分の排出量も低減できる。

【0009】また、請求項4のように、可変バルブタイミング装置を、排気バルブのバルブタイミングの位相を可変する位相可変機構で構成しても良い。このようにすれば、現在、量産されている位相可変機構を用いて排気バルブ早閉じ制御を低コストで実施することができる。

【0010】但し、位相可変機構で排気バルブ早閉じ制御を実施すると、排気バルブの閉弁タイミングが進角されるのと同じ進角量だけ排気バルブの開弁タイミングも進角されてしまうため、膨張行程の終了時期が早まって、燃焼ガスが最後まで仕事を行わないうちに排気が開始されてしまい、その分、燃費向上効果が低下する。

【0011】そこで、請求項5のように、可変バルブタイミング装置を、排気バルブの作用角を可変する作用角可変機構で構成しても良い。このようにすれば、排気バルブの開弁タイミングをほとんど変化させずに、閉弁タイミングのみを進角させることができるので、膨張行程の終了時期が早まらず、燃焼ガスの有効仕事が増加することを防止でき、燃費を効果的に向上することができる。

【0012】本発明は、理論空燃比で運転する通常エンジンに適用しても良いが、請求項6のように、筒内混合気の空燃比を理論空燃比よりもリーン側に制御する内燃機関に適用しても良い。排気バルブ早閉じ制御による燃焼状態の安定化により、筒内混合気のリーン燃焼限界をリーン側に拡大することができ、その分、燃費を向上できると共に、NOx排出量を低減することができる。

【0013】また、本発明は、一般の吸気ポート噴射式エンジン（リーンバーンエンジンを含む）に適用しても良いが、請求項7のように、筒内に燃料を噴射する筒内噴射式エンジンに適用するようにしても良い。筒内噴射式エンジンは、点火プラグの近傍に燃料を噴射して成層混合気を形成して成層燃焼させるため、吸気ポート噴射式エンジンよりも内部EGR量を多くしても安定燃焼させることができる利点がある。しかし、筒内噴射式エンジンは、圧縮比を高くするために、吸入上死点付近では、ピストン上端面が燃焼室の上面にかなり接近するように設計されている。このため、従来のバルブオーバーラップによる内部EGR制御では、排気バルブの閉弁タイミングを遅角し過ぎたり、吸気バルブの開弁タイミングを進角し過ぎると、吸入上死点付近で排気バルブや吸気バルブがピストンに衝突してしまうため、内部EGR量をあまり増大させることができなかった。

【0014】その点、本発明の排気バルブ早閉じ制御は、排気バルブの閉弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御するので、その進角量を大きくして残留ガスを多くしても、排気バルブがピストンに衝突することを回避できる。従って、筒内噴射式エンジンで排気バルブ早閉じ制御を実施すれば、残留ガスを従来よりも多

くすることが可能となり、筒内温度を上昇させて燃焼性を向上させることができ、未燃成分の排出量を低減することができる。

【0015】また、請求項8のように、本発明をディーゼルエンジンに適用するようにしても良い。ディーゼルエンジンは、筒内噴射式エンジンよりも更に圧縮比が高く、吸・排気バルブとピストンの衝突の問題により、従来の方法では、内部EGR量を増やすことができなかったが、本発明の排気バルブ早閉じ制御によって、ディーゼルエンジンでも、残留ガスを増大させてEGR効果を高めることができ、NOxとPM（粒子状物質）の同時低減が可能になる。

【0016】また、請求項9のように、機関回転速度と負荷に基づいて排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブのバルブタイミングを制御するようにしても良い。このようにすれば、排気バルブ早閉じ制御中の残留ガス量や筒内温度を運転状態に応じて適正化することができるため、残留ガス量が過多になって排気エミッションが悪化するのを防止できると共に、筒内温度が上昇し過ぎてノッキングが発生することを防止できる。

【0017】以上説明した各請求項に係る発明は、排気側のみに可変バルブタイミング装置を備えた内燃機関に限定されず、吸気側と排気側の両方にそれぞれ可変バルブタイミング装置を備えた内燃機関にも適用できることは言うまでもない。

【0018】吸気側と排気側の両方にそれぞれ可変バルブタイミング装置を備えた内燃機関に本発明を適用する場合は、請求項10のように、排気バルブ早閉じ制御中に、吸気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御するようにしても良い。このようにすれば、排気バルブの閉弁タイミングから略吸入上死点までの期間は、吸気バルブが閉じた状態を維持して、筒内に閉じ込めた残留ガスをピストンで圧縮して残留ガスの温度を上昇させることができ、燃焼状態を安定させることができる。

【0019】この場合、請求項11のように、排気バルブ早閉じ制御中に、吸気バルブの閉弁タイミングを下死点よりも進角側に制御するようにしても良い。このように、吸気バルブを下死点よりも早いタイミングで閉じると、有効圧縮比が減少してポンピング損失が減少するため、燃費を向上させることができる。この場合、有効圧縮比を減少させても、排気バルブ早閉じ制御による燃焼安定化効果によって、燃焼状態の悪化を抑えることができる。

【0020】また、請求項12のように、アイドル運転中には、排気バルブの閉弁タイミングを略吸入上死点に制御し、低負荷運転中には、排気バルブ早閉じ制御を実施し、中負荷及び高負荷運転中には、排気バルブの閉弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御するようにしても良い。つまり、アイドル運転中は、排



気バルブの閉弁タイミングを略吸入上死点に制御して、アイドル運転中の残留ガス割合を最小にすることで、アイドル安定性を確保し、低負荷運転中は、排気バルブ早閉じ制御を実施して、燃焼状態を安定化させながら燃費を向上させる。しかし、排気バルブ早閉じ制御では、残留ガスを圧縮するため、その分、ポンピング損失が増える。そこで、十分なエンジン出力を必要とする中負荷及び高負荷運転中は、排気バルブの閉弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御することで、ポンピング損失を減少させてエンジン出力を増加させながら、吸入上死点から排気バルブが閉じるまでの期間に、排気系から排ガスを筒内に再吸入して内部EGR量を確保し、燃費向上を図る。

【0021】また、吸気側と排気側の両方にそれぞれ可変バルブタイミング装置を備えた内燃機関においては、請求項13のように、部分負荷運転中に、吸気バルブの開弁タイミングを略吸入上死点又はそれよりも遅角側に制御し、全負荷運転中に、吸気バルブの開弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御するようにしても良い。つまり、部分負荷運転中は、燃焼安定性や燃費向上を優先して、吸気バルブを吸入上死点以降に開弁する。これにより、部分負荷運転中は、排気バルブの閉弁タイミングから吸入上死点までの期間に、吸気バルブが閉じた状態を維持して筒内の残留ガスをピストンで圧縮して筒内温度を上昇させることで、燃焼安定性や燃費を向上させる。一方、全負荷運転中は、多量の吸入空気を筒内に取り込む必要があるため、吸気バルブを吸入上死点よりも前に開弁し、できるだけ早期に筒内への吸入空気を取り込みを開始して吸入空気量を増加させ、エンジン出力を高める。

【0022】更に、請求項14のように、部分負荷運転中には、吸気バルブの閉弁タイミングを負荷の減少に応じて下死点よりも進角側に制御し、全負荷運転中には、吸気バルブの閉弁タイミングを下死点よりも遅角側に制御するようにしても良い。つまり、部分負荷運転中は、吸気バルブを下死点よりも早いタイミングで閉じて有効圧縮比を減少させることで、ポンピング損失を減少させて燃費を向上させる。一方、全負荷運転中は、吸気バルブを下死点よりも遅いタイミングで閉じることで、下死点以後も吸入空気を慣性により筒内に充填して吸入空気量を増加させ、エンジン出力を高める。

【0023】一方、請求項15のように、排気バルブの閉弁タイミングを吸入上死点よりも進角側に制御する排気バルブ早閉じ制御と、排気バルブの閉弁タイミングを吸入上死点よりも遅角側に制御する排気バルブ遅閉じ制御とを負荷に応じて切り換えるようにしても良い。例えば、低負荷領域では、排気バルブ早閉じ制御を実施して、燃焼状態を安定化させながら燃費を向上させ、それ以上の負荷領域では、排気バルブ遅閉じ制御を実施して、ポンピング損失を減少させて、エンジン出力を増加

させるようにすると良い。

【0024】この場合、請求項16のように、高負荷運転中に排気バルブ遅閉じ制御を実施すると良い。前述したように、排気バルブ早閉じ制御では、ポンピング損失が増えるので、高負荷運転中は、排気バルブ遅閉じ制御を実施して、ポンピング損失を減少させてエンジン出力を確保するようにすると良い。

【0025】また、請求項17のように、アイドル運転中には、排気バルブの閉弁タイミングを略吸入上死点に制御すると良い。このようにすれば、アイドル運転中に残留ガス割合を最小にしてアイドル安定性を確保することができる。

【0026】更に、請求項18のように、機関回転速度に基づいて排気バルブ早閉じ制御と排気バルブ遅閉じ制御とを切り換えるようにしても良い。例えば、機関回転速度が所定値以下の領域では、排気バルブ早閉じ制御を実施して、燃焼状態を安定化させながら燃費を向上させ、それ以上の回転速度領域では、請求項19のように、排気バルブ遅閉じ制御を実施して、ポンピング損失を減少させて、機関回転速度の上昇性（加速性）を向上させるようにすると良い。

【0027】また、請求項20のように、ノッキング発生時に、排気バルブ遅閉じ制御に切り換えるか又は排気バルブの閉弁タイミングを遅角側に制御するようにしても良い。このようにすれば、ノッキング発生時に、筒内温度を排気バルブ早閉じ制御時よりも低下させることができるので、ノッキングの発生を抑制することができる。

【0028】

【発明の実施の形態】〔実施形態（1）〕以下、本発明の実施形態（1）を図1乃至図10に基づいて説明する。まず、図1に基づいてシステム全体の概略構成を説明する。吸気ポート噴射式内燃機関であるDOHCガソリンエンジン11は、クランク軸12からの動力がタイミングチェーン13により各スプロケット14、15を介して吸気側カム軸16と排気側カム軸17とに伝達されるようになっている。この吸気側カム軸16には、クランク軸12に対する吸気側カム軸16の回転位相を調整する油圧駆動式の吸気側可変バルブタイミング装置18が設けられ、該吸気側カム軸16には、所定のカム角毎に吸気側カム角信号を出力する吸気側カム角センサ19が取り付けられている。また、排気側カム軸17には、クランク軸12に対する排気側カム軸17の回転位相を調整する油圧駆動式の排気側可変バルブタイミング装置20が設けられ、該排気側カム軸17には、所定のカム角毎に排気側カム角信号を出力する排気側カム角センサ21が取り付けられている。一方、クランク軸12には、所定のクランク角毎にクランク角信号を出力するクランク角センサ22が取り付けられている。

【0029】これらクランク角センサ22及び吸気側／

排気側カム角センサ19、21の各出力信号は、エンジン制御回路（以下「ECU」と表記する）23に入力され、このECU23によって吸気バルブと排気バルブの実バルブタイミングが演算されると共に、クランク角センサ22のクランク角信号の周波数によってエンジン回転速度が演算される。また、図示はしないが、吸気管圧力センサ、水温センサ、スロットルセンサ等のエンジン運転状態を検出する各種センサの出力信号もECU23に入力され、これら各種センサ出力に基づいて吸気バルブと排気バルブの目標バルブタイミング（吸気側カム軸16の目標進角量と排気側カム軸17の目標遅角量）が演算される。

【0030】ECU23は、吸気バルブの実バルブタイミング（吸気側カム軸16の実進角量）を目標進角量に一致させるように吸気側油圧制御弁24を制御して吸気側可変バルブタイミング装置18をフィードバック制御すると共に、排気バルブの実バルブタイミング（排気側カム軸17の実遅角量）を目標遅角量に一致させるように排気側油圧制御弁25を制御して排気側可変バルブタイミング装置20をフィードバック制御する。

【0031】次に、図2乃至図7に基づいて、排気側可変バルブタイミング装置20の位相可変機構63の構成を説明する。ハウジング31は、排気側カム軸17の外周に回転自在に支持されたスプロケット15にボルト32で締め付け固定されている。これにより、クランク軸12の回転がタイミングチェーン13を介してスプロケット15とハウジング31に伝達され、スプロケット15とハウジング31がクランク軸12と同期して回転するようになっている。

【0032】一方、排気側カム軸17は、シリンダヘッド33とベアリングキャップ34により回転可能に支持され、この排気側カム軸17の一端部に、ロータ35がストッパ36を介してボルト37で締め付け固定されている。このロータ35は、ハウジング31内に相対回転自在に収納されている。

【0033】図3及び図4に示すように、ハウジング31の内部には、複数の流体室40が形成され、各流体室40が、ロータ35の外周部に形成されたベーン41によって進角室42と遅角室43とに区画されている。そして、ロータ35の外周部とベーン41の外周部には、それぞれシール部材44が装着され、各シール部材44が板ばね45（図2参照）によって外周方向に付勢されている。これにより、ロータ35の外周面とハウジング31の内周面との隙間及びベーン41の外周面と流体室40の内周面との隙間がシール部材44でシールされている。

【0034】図2に示すように、排気側カム軸17の外周部に形成された環状の進角溝46と遅角溝47が、それぞれ油圧制御弁25の所定ポートに接続され、エンジン11の動力でオイルポンプ28が駆動されることによ

り、オイルパン27から汲み上げたオイルが油圧制御弁25を介して進角溝46や遅角溝47に供給される。進角溝46に接続された進角油路48は、排気側カム軸17の内部を貫通してロータ35の左側面に形成された円弧状進角油路49（図3参照）に連通するように形成され、この円弧状進角油路49が各進角室42に連通している。一方、遅角溝47に接続された遅角油路50は、排気側カム軸17の内部を貫通してロータ35の右側面に形成された円弧状遅角油路51（図4参照）に連通するように形成され、この円弧状遅角油路51が各遅角室43に連通している。

【0035】油圧制御弁25は、ソレノイド53とスプリング54で弁体を駆動する4ポート3位置切換弁であり、弁体の位置を、進角室42に油圧を供給する位置と、遅角室43に油圧を供給する位置と、進角室42と遅角室43のいずれにも油圧を供給しない位置との間で切り換えるようになっている。ソレノイド53の通電停止時には、スプリング54によって弁体が遅角室43に油圧を供給する位置に自動的に切り換えられ、カム軸位相を遅角させる方向に油圧が働くようになっている。

【0036】進角室42と遅角室43に所定圧以上の油圧が供給された状態では、進角室42と遅角室43の油圧でベーン41が固定されて、クランク軸12の回転によるハウジング31の回転がオイルを介してロータ35（ベーン41）に伝達され、ロータ35と一体的に排気側カム軸17が回転駆動される。エンジン運転中は、進角室42と遅角室43の油圧を油圧制御弁25で制御してハウジング31とロータ35（ベーン41）とを相対回転させることで、クランク軸12に対する排気側カム軸17の回転位相、つまり、クランク角に対する排気バルブのバルブタイミングの位相を可変制御する。

【0037】また、図3及び図4に示すように、いずれか1つのベーン41の両側部には、ハウジング31に対するロータ35（ベーン41）の相対回転範囲を規制するストッパ部56が形成され、このストッパ部56によってカム軸位相の最遅角位相と最進角位相が規制されている。更に、他のベーン41に形成されたロックピン収容孔57の内周に嵌合された円筒部材61内には、ハウジング31とロータ35（ベーン41）との相対回転をロックするためのロックピン58が収容され、このロックピン58がハウジング31に設けられたロック穴59（図2参照）に嵌り込むことで、カム軸位相がその調整可能範囲の略中間位置（中間ロック位相）でロックされる。尚、この中間ロック位相は、始動に適した位相に設定されている。

【0038】エンジン停止中は、スプリング62によってロックピン58がロック位置に保持される。従って、エンジン始動は、ロックピン58がロック位置に保持された状態（中間ロック位相）で行われ、エンジン始動後に、油圧によってロックピン58のロックが解除され

る。エンジン運転中は、油圧でロックピン58がロック解除位置に保持され、ハウジング31とロータ35とが相対回動可能な状態（つまり可変バルブタイミング制御が可能な状態）に保持される。尚、図示はしないが、吸気側可変バルブタイミング装置18は、排気側可変バルブタイミング装置20と同じ構成である。

【0039】ECU23は、内蔵したROM（記憶媒体）に記憶した図5のバルブタイミング制御プログラムを実行することで、排気バルブと吸気バルブのバルブタイミングを次のように制御する。本プログラムは所定時間毎に実行され、特許請求の範囲でいうバルブタイミング制御手段としての役割を果たす。本プログラムが起動されると、まず、ステップ101で、クランク角センサ22及びカム角センサ21、19の出力信号に基づいて、吸気バルブと排気バルブの両方の実バルブタイミングを算出する。

【0040】この後、ステップ102で、図6に示すエンジン回転速度NEと負荷Fとをパラメータとする排気バルブの目標閉弁タイミングマップを検索し、現在のエンジン回転速度NEと負荷Fに応じた排気バルブの目標閉弁タイミングを求める。尚、負荷Fは、スロットル開度、吸気管圧力、吸入空気量等のうちの1つ以上に基づいて算出される。

【0041】図6の排気バルブの目標閉弁タイミングマップは、次のように設定されている。低回転、低負荷領域では、負荷Fが大きくなるに従って、排気バルブの目標閉弁タイミングが、吸入TDC（上死点）から例えばBTDC20℃A（上死点前20℃A）まで進角された後、再び吸入TDCまで遅角されるように設定されている。低回転、中・高負荷領域では、負荷Fが大きくなるに従って、排気バルブの目標閉弁タイミングが、吸入TDCから例えばATDC30℃A（上死点後30℃A）まで進角された後、再び吸入TDC付近（但し、ATDC側）まで遅角されるように設定されている。尚、高回転領域では、負荷Fの大きさに拘らず、排気バルブの目標閉弁タイミングがATDC側に設定されている。

【0042】次に、ステップ103に進み、図7に示すエンジン回転速度NEと負荷Fとをパラメータとする吸気バルブの目標開弁タイミングマップを検索し、現在のエンジン回転速度NEと負荷Fに応じた吸気バルブの目標開弁タイミングを求める。

【0043】図7の吸気バルブの目標開弁タイミングマップは、次のように設定されている。低回転、低負荷領域では、吸気バルブの目標開弁タイミングが、略吸入TDCに設定されている。低回転、中・高負荷領域では、負荷Fが大きくなるに従って、吸気バルブの目標開弁タイミングが、吸入TDCから例えばATDC30℃Aまで遅角された後、再び吸入TDC付近（但し、ATDC側）まで進角されるように設定されている。尚、高回転領域では、負荷Fの大きさに拘らず、吸気バルブの目標

開弁タイミングがBTDC側に設定されている。

【0044】この後、ステップ104に進み、排気バルブの実閉弁タイミングを目標閉弁タイミングに一致させるように排気側可変バルブタイミング装置20の油圧制御弁25をフィードバック制御し、吸気バルブの実開弁タイミングを目標開弁タイミングに一致させるように吸気側可変バルブタイミング装置18の油圧制御弁24をフィードバック制御する。

【0045】以上説明した実施形態（1）のバルブタイミング制御を実行した場合の制御例を図8及び図9を用いて説明する。図8は、エンジン運転状態が低回転、低負荷領域（但しアイドル時よりも高い負荷領域）にある場合の制御例を示している。この場合、図8（a）に示すように、排気バルブ早閉じ制御が実施され、排気バルブは、吸入TDCよりも早いタイミングで閉弁される。吸気バルブは、ほぼ吸入TDCで開弁される。

【0046】このように、排気バルブを吸入TDCよりも早いタイミングで閉じれば、筒内に残留する燃焼ガスが筒内に閉じ込められ、内部EGRガスとなる。この際、吸気バルブは、残留ガスの閉じ込め後も暫く閉じた状態に維持されるため、従来のバルブオーバーラップによる内部EGRと異なり、吸入空気を取り込みによる残留ガスの温度低下を防ぐことができると共に、排気バルブの閉弁から吸気バルブの開弁（吸入TDC）までの期間に筒内の残留ガスをピストンで圧縮して残留ガスの温度を上昇させることができる〔図8（b）参照〕。従って、低負荷運転時に内部EGR（排気バルブ早閉じ制御）を実施しても、筒内温度を従来の内部EGRよりも高温にした状態で筒内に混合気を取り入れることができ、筒内での燃料の霧化を向上させて燃焼状態を安定させることができる。これにより、低負荷運転時に内部EGR（排気バルブ早閉じ制御）を実施しても、燃焼悪化によるエミッション悪化を防止できると共に、エンジン振動を低減してドライバビリティを向上でき、しかも、燃焼状態の安定化と内部EGRとの相乗効果によって燃費を向上できる。

【0047】尚、本実施形態（1）では、排気バルブ早閉じ制御中に、吸気バルブを略吸入TDCで開弁するようにしているが、吸入TDCよりも遅いタイミングで開弁するようにしても良い。

【0048】また、アイドル運転中は、図8（a）に点線で示すように、排気バルブは、略吸入TDCで閉弁される。これにより、アイドル運転中の残留ガス量は、排気バルブ早閉じ制御中の残留ガス量よりも少なくなる。アイドル運転中は、残留ガスが少ない方が燃焼状態が安定して、アイドル安定性を向上させることができ、アイドル時の振動を低減できると共に、アイドル時の未燃成分の排出量も低減できる。

【0049】図9は、エンジン運転状態が中・高負荷領域又は高回転領域にある場合の制御例を示している。こ

の場合、図9(a)に示すように、排気バルブ遅閉じ制御が実施され、排気バルブが吸入TDCよりも遅いタイミングで閉弁される。また、吸気バルブは、吸入TDCよりも遅いタイミングで開弁される。

【0050】排気バルブ早閉じ制御では、残留ガスを圧縮するため、その分、ポンピング損失が増える。そこで、要求エンジン出力が比較的大きい中・高負荷運転中や高回転運転中は、排気バルブの開弁タイミングを略吸入TDC又はそれよりも遅いタイミングに設定して、ポンピング損失を減少させてエンジン出力を増加させながら、吸入TDCから排気バルブが閉じるまでの期間に、排気系から排ガスを筒内に再吸入して内部EGR量を確保し、燃費向上を図るようにしている。

【0051】また、本実施形態(1)では、図9に示すように、エンジン運転状態が中・高負荷領域にある場合に、吸気バルブを吸入TDC以後に開弁して、吸入空気量を少なくすることで、筒内の残留ガス量を多くして燃費向上効果を高めるようにしているが、図10に示すように、高負荷領域のうち全負荷領域では、エンジン出力の確保を優先して、吸気バルブを吸入TDCよりも早いタイミングで開弁し、できるだけ早期に筒内への吸入空気の取り込みを開始して吸入空気量を増加させるようにしても良い。

【0052】また、本実施形態(1)では、エンジン回転速度NEと負荷Fに応じて排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブのバルブタイミングを変化させるようにしたので、排気バルブ早閉じ制御中の残留ガス量及び筒内温度を運転状態に応じて適正化することができ、残留ガス量が過多になって排気エミッションが悪化することを防止できると共に、筒内温度が上昇し過ぎてノッキングが発生することを防止できる。

【0053】尚、エンジン回転速度NEと負荷Fの他に、冷却水温、燃焼ラフネス(燃焼不安定度)等も考慮して排気バルブ早閉じ制御中の排気バルブのバルブタイミングを変化させるようにしても良い。

【0054】また、減速時(燃料カット時を除く)に、排気バルブ早閉じ制御を実施して、燃焼状態を安定化させながら燃費を向上させ、加速時に、排気バルブ遅閉じ制御を実施して、ポンピング損失を減少させて、エンジン出力を増加させるようにするにても良い。

【0055】[実施形態(2)]次に、図11乃至図13を用いて本発明の実施形態(2)を説明する。上記実施形態(1)のように、位相可変機構63を用いて排気バルブ早閉じ制御を実施すると、図8(a)に示すように、排気バルブの開弁タイミングが進角されるのと同じ進角量だけ排気バルブの開弁タイミングも進角されてしまうため、図8(b)に示すように、膨張行程の終了時期が早まって、燃焼ガスが最後まで仕事を行わないうちに排気が開始されてしまい、その分、燃費向上効果が低下する。

【0056】そこで、本実施形態(2)では、図11に示すように、排気側可変バルブタイミング装置64には、位相可変機構63の他に、排気バルブの作用角を可変する作用角可変機構65を搭載し、排気バルブの開弁タイミングをほとんど変化させずに、閉弁タイミングのみを変化させて排気バルブ早閉じ制御を実施できるようにしている。

【0057】まず、作用角可変機構65の構成を説明する。シリンダヘッド33のうちの位相可変機構63の取付位置と反対側の位置には、カバー66とシリンダ部材67がボルト68によって固定され、これらカバー66とシリンダ部材67の内部に形成された油圧室が、ピストン部材69によって2つの油圧室70、71に区画されている。ピストン部材69は、ベアリング72を介して排気側カム軸73の先端部外周に回転自在に取り付けられ、排気側カム軸73が、ピストン部材69と共に軸方向に移動可能に設けられている。排気側カム軸73には、排気バルブを開閉駆動する排気カム74が固定され、該排気カム74は、軸方向にプロフィールが異なるように形成されている。そして、油圧室70、71の油圧を油圧制御弁(図示せず)で制御して、排気側カム軸73を軸方向に移動させることで、排気カム74のプロフィールを変化させて、排気バルブの作用角(開弁期間)を可変する。その他のシステム構成は、前記実施形態(1)と同じである。

【0058】本実施形態(2)では、図6の排気バルブの目標閉弁タイミングマップに加えて、図12に示すエンジン回転速度NEと負荷Fとをパラメータとする排気バルブの目標開弁タイミングマップを用いて、排気バルブのバルブタイミングを制御する。

【0059】図12の排気バルブの目標開弁タイミングマップは、エンジン回転速度NEと負荷Fが大きくなるに従って、排気バルブの目標開弁タイミングが、例えば、BBDC20℃A(下死点前20℃A)からBBDC70℃Aまで進角されるように設定されている。

【0060】図13は、エンジン運転状態が低回転、低負荷領域(但しアイドル時よりも高い負荷領域)にある場合の制御例を示している。この場合、図13(a)に示すように、排気バルブ早閉じ制御が実施され、排気バルブの開弁タイミングは、吸入TDCよりも早くなるが、排気バルブの開弁タイミングは、アイドル時とほぼ同じタイミングに維持される。これにより、図13(b)に示すように、膨張行程の終了時期が早まることを防止でき、燃焼ガスの有効仕事が増加することを防止でき、燃費向上効果を高めることができる。

【0061】[実施形態(3)]本発明の実施形態(3)では、図示しない吸気側可変バルブタイミング装置にも、位相可変機構と作用角可変機構とが設けられている。その他のシステム構成は、前記実施形態(2)と同じである。

【0062】本実施形態(3)では、図7の吸気バルブの目標開弁タイミングマップに加えて、図14に示すエンジン回転速度NEと負荷Fとをパラメータとする吸気バルブの目標閉弁タイミングマップを用いて、吸気バルブのバルブタイミングを制御する。

【0063】図14の吸気バルブの目標閉弁タイミングマップは、エンジン回転速度NEと負荷Fが小さくなるに従って、吸気バルブの目標閉弁タイミングが、ABDC(下死点後)からBBDC90℃A(下死点前90℃A)まで進角されるように設定されている。この場合、低回転の部分負荷領域では、負荷Fが小さくなるに従って、吸気バルブの目標閉弁タイミングが、BDCから例えばBBDC90℃Aまで進角されるように設定され、全負荷領域では、吸気バルブの目標閉弁タイミングがABDC側に設定されている。

【0064】図15は、エンジン運転状態が低回転、低負荷領域(但しアイドル時よりも高い負荷領域)にある場合の制御例を示し、図16は、エンジン運転状態が低回転、中・高負荷領域(但し全負荷領域は除く)にある場合の制御例を示している。このように、エンジン運転状態が、低回転、部分負荷領域にある場合、図15

(a)、図16(a)に示すように、吸気バルブは、下死点よりも早いタイミングで閉弁される。このように、吸気バルブを下死点よりも早いタイミングで閉じれば、有効圧縮比を減少させてポンピング損失を低減させることができ、燃費を向上させることができる。尚、図15の制御例のように、排気バルブ早閉じ制御中に、吸気バルブを早く閉じて有効圧縮比を減少させても、排気バルブ早閉じ制御による筒内温度上昇によって燃焼状態を安定化させることができ、燃焼状態の悪化を抑えることができる。

【0065】図17は、エンジン運転状態が、全負荷領域にある場合の制御例を示している。この場合、吸気バルブは、下死点よりも遅いタイミングで閉弁される。これにより、下死点以後も吸入空気を慣性により筒内に充填して吸入空気量を増大させ、全負荷運転時の要求エンジン出力を確保できるようにしている。

【0066】[実施形態(4)]上記各実施形態(1)～(3)では、吸気ポート噴射式のガソリンエンジンにおいて排気バルブ早閉じ制御を実施したが、本発明の実施形態(4)では、筒内に燃料を噴射する筒内噴射式ガソリンエンジンにおいて排気バルブ早閉じ制御を実施するようにしている。

【0067】本実施形態(4)では、図18に示すエンジン回転速度NEと負荷Fとをパラメータとする排気バルブの目標閉弁タイミングマップを用いて、排気バルブ早閉じ制御を実施する。図18の排気バルブの目標閉弁タイミングマップは、エンジン回転速度NEと負荷Fが小さくなるに従って、排気バルブの目標閉弁タイミングが、例えばBTDC80℃A(上死点前80℃A)まで

進角されるように設定されている。

【0068】筒内噴射式エンジンは、点火プラグの近傍に燃料を噴射して成層混合気を形成して成層燃焼させるため、吸気ポート噴射式エンジンよりも内部EGR量(残留ガス量)を多くしても安定燃焼させることができる。ところが、筒内噴射式エンジンは、圧縮比を高くするために、吸入TDC付近で、ピストン上端面が燃焼室の上面にかなり接近するように設計されている。このため、従来のバルブオーバーラップによる内部EGR制御では、排気バルブの閉弁タイミングを遅角し過ぎたり、吸気バルブの開弁タイミングを進角し過ぎると、吸入TDC付近で排気バルブや吸気バルブがピストンに衝突してしまうため、内部EGR量をあまり増大させることができなかった。

【0069】その点、本実施形態(4)では、筒内噴射式エンジンにおいて排気バルブ早閉じ制御を実施して、排気バルブの閉弁タイミングを吸入TDCよりも進角側に制御するようにしたので、その進角量を大きくして残留ガス量を多くしても、排気バルブがピストンに衝突することを回避できる。このため、排気バルブの閉弁タイミングを、最大で例えばBTDC80℃Aまで進角させることができ、高温の残留ガスを増大させることができ、筒内温度を上昇させて燃焼性を向上させることができ、未燃成分の排出量を低減することができる。

【0070】尚、ディーゼルエンジンにおいても、排気バルブ早閉じ制御を実施するようにしても良い。ディーゼルエンジンは、筒内噴射式エンジンよりも更に圧縮比が高く、吸・排気バルブとピストンの衝突の問題により、従来の方法では、内部EGR量(残留ガス量)を増やすことができなかったが、本発明の排気バルブ早閉じ制御によって、残留ガス量を増大させてEGR効果を高めることが可能となり、NOxとPM(粒子状物質)を同時に低減することができる。

【0071】また、筒内混合気の空燃比を理論空燃比よりもリーン側に制御するリーンバーンエンジンにおいても、排気バルブ早閉じ制御を実施するようにしても良い。この場合、排気バルブ早閉じ制御による燃焼状態の安定化により、筒内混合気のリーン燃焼限界をリーン側に拡大することができ、その分、燃費を向上できると共に、NOx排出量を低減することができる。

【0072】[その他の実施形態]上記各実施形態(1)～(4)では、低負荷運転中に排気バルブ早閉じ制御を実施するようにしたが、部分負荷運転中に、排気バルブ早閉じ制御を実施するようにしても良い。部分負荷運転中は、全負荷運転時に比べて吸入空気量が少なく、残留ガス割合が高くなるため、排気バルブ早閉じ制御を実施すれば、筒内温度を効果的に上昇させることができ、燃焼状態を安定化させることができる。

【0073】また、ノッキング発生時には、排気バルブ早閉じ制御を禁止して、排気バルブ遅閉じ制御を実施す



るか又は排気バルブの閉弁タイミングを遅角側に制御するようにしても良い。このようにすれば、ノッキング発生時に、筒内温度を排気バルブ早閉じ制御時よりも低下させることができるので、ノッキングの発生を抑制することができる。

【0074】その他、本発明は、排気側カム軸のみに可変バルブタイミング装置を設けて、排気バルブのバルブタイミングのみを可変するようにしても良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態(1)を示す制御システム全体の概略構成図

【図2】位相可変機構の縦断面図

【図3】図2のA-A線に沿って示す断面図

【図4】図2のB-B線に沿って示す断面図

【図5】バルブタイミング制御プログラムの処理の流れを示すフローチャート

【図6】実施形態(1)の排気バルブの目標閉弁タイミングマップの一例を示す図

【図7】実施形態(1)の吸気バルブの目標開弁タイミングマップの一例を示す図

【図8】実施形態(1)の低回転、低負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

【図9】実施形態(1)の中・高負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

【図10】実施形態(1)の他の制御例を説明するためのバルブタイミング特性を示す図

【図11】実施形態(2)における作用角可変機構の部分破断縦断面図

【図12】実施形態(2)の排気バルブの目標開弁タイミングマップの一例を示す図

【図13】実施形態(2)の低回転、低負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

【図14】実施形態(3)の吸気バルブの目標閉弁タイミングマップの一例を示す図

【図15】実施形態(3)の低回転、低負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

【図16】実施形態(3)の低回転、中・高負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

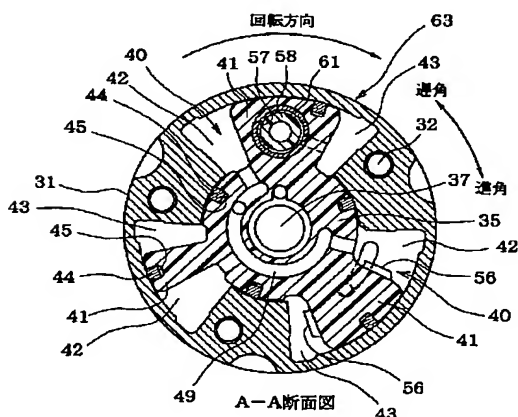
【図17】実施形態(3)の全負荷運転中の制御例を説明するためのもので、(a)はバルブタイミング特性を示す図、(b)は筒内圧力と筒内体積の変化特性を示す図

【図18】本発明を筒内噴射式エンジンに適用した実施形態(4)の排気バルブの目標閉弁タイミングマップの一例を示す図

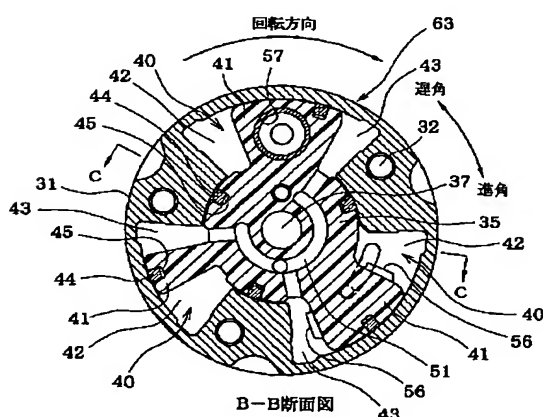
【符号の説明】

11…エンジン(内燃機関)、12…クランク軸、16…吸気側カム軸、17…排気側カム軸、18…吸気側可変バルブタイミング装置、20…排気側可変バルブタイミング装置、23…ECU(バルブタイミング制御手段)、24…吸気側油圧制御弁、25…排気側油圧制御弁、31…ハウジング、35…ロータ、41…ベーン、42…進角室、43…遅角室、63…位相可変機構、64…排気側可変バルブタイミング装置、65…作用角可変機構、66…カバー、67…シリンダ部材、69…ピストン部材、70、71…油圧室、73…排気側カム軸、74…排気カム。

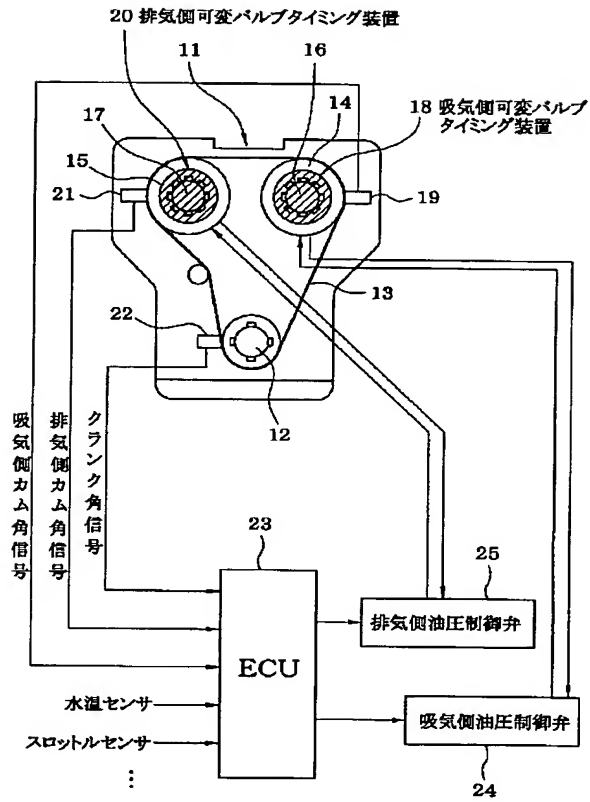
【図3】



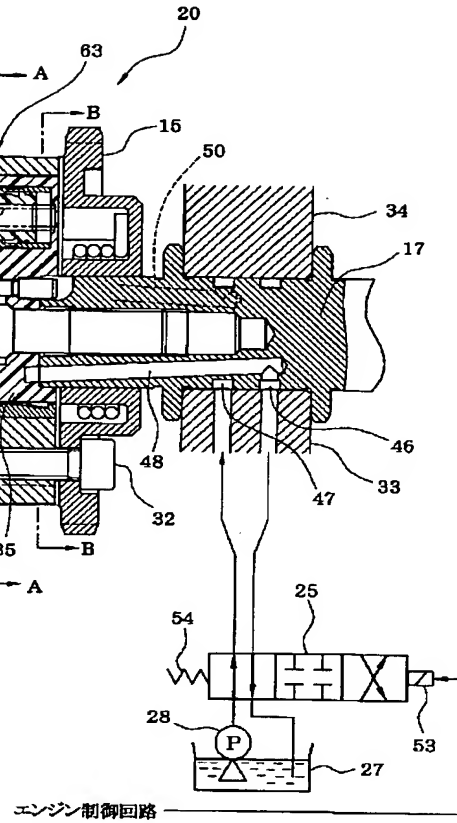
【図4】



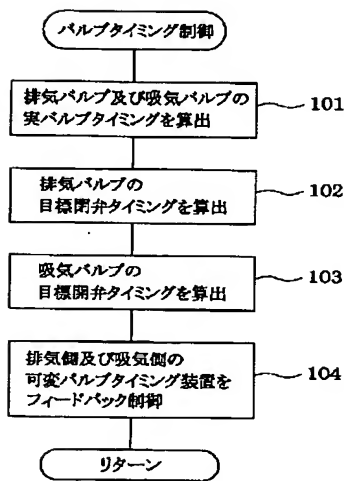
【図1】



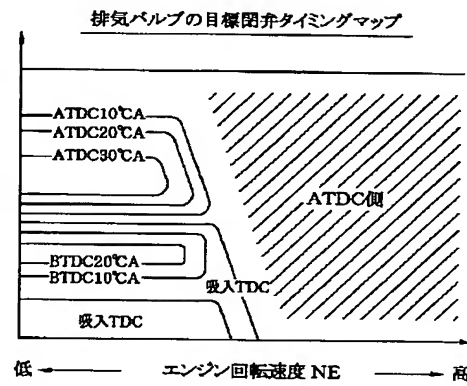
【図2】



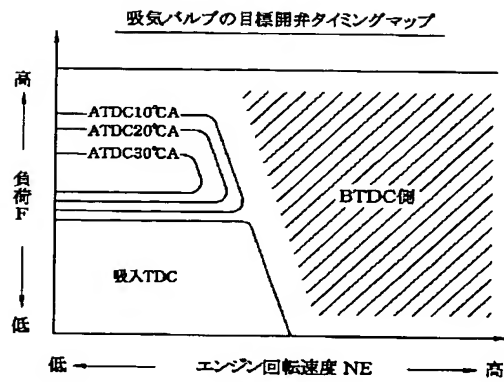
【図5】



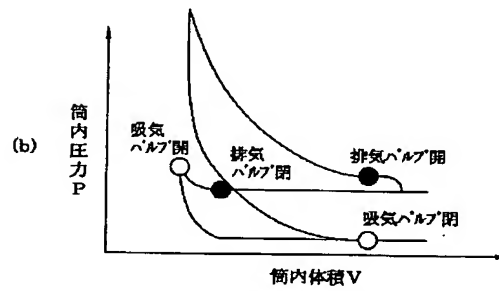
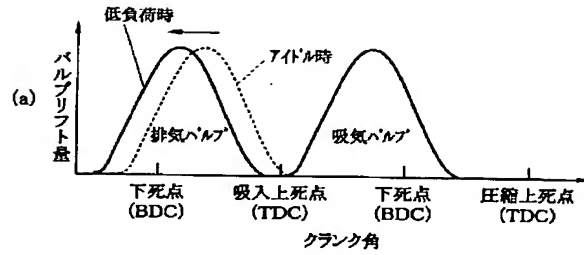
【図6】



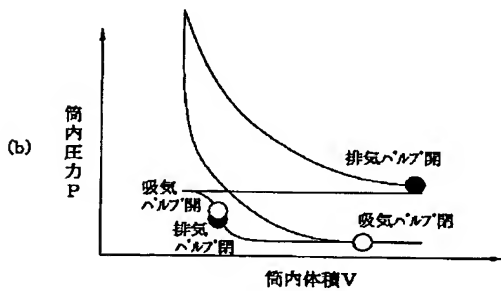
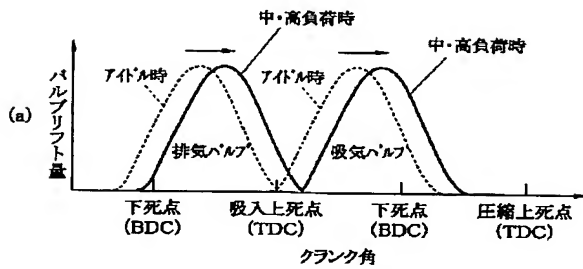
【図7】



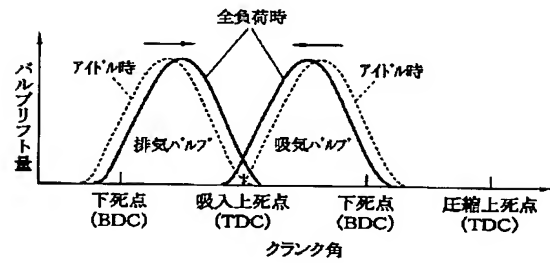
【図8】



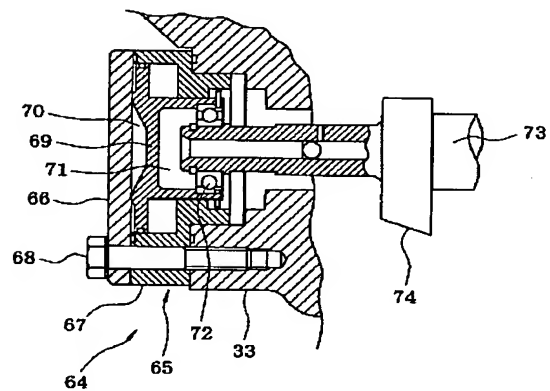
【図9】



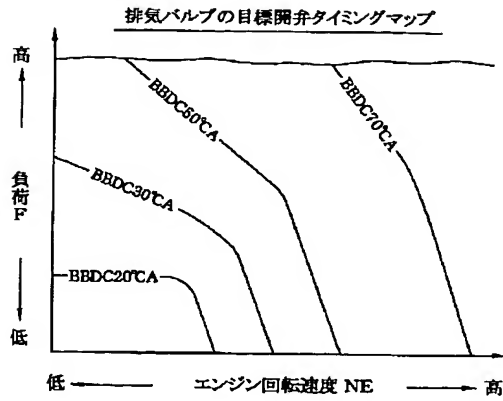
【図10】



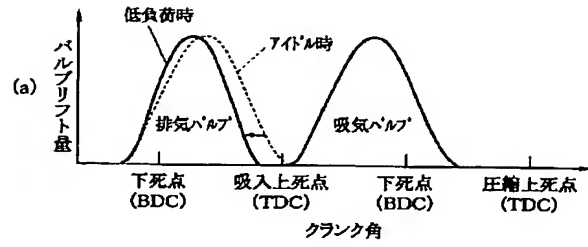
【図11】



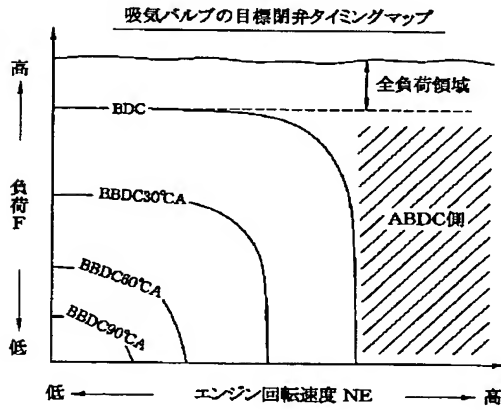
【図12】



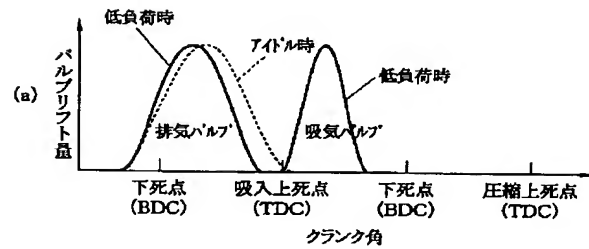
【図13】



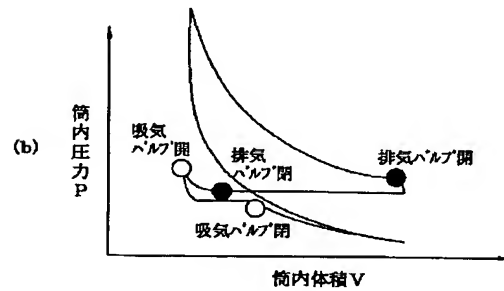
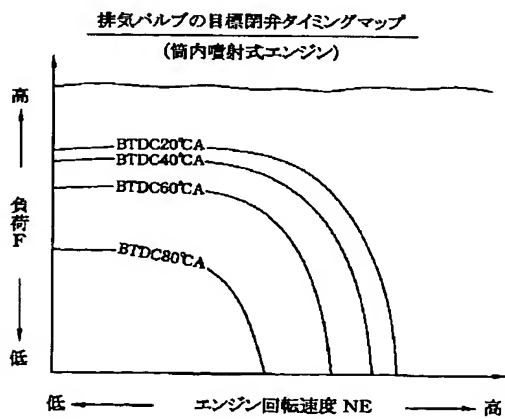
【図14】



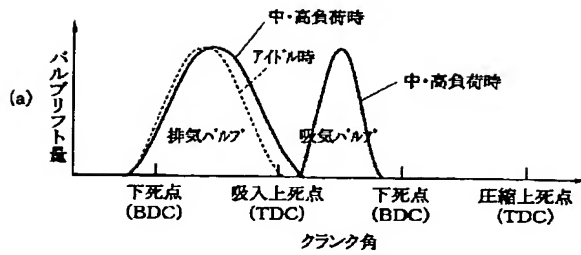
【図15】



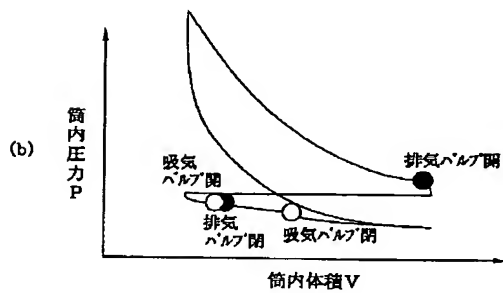
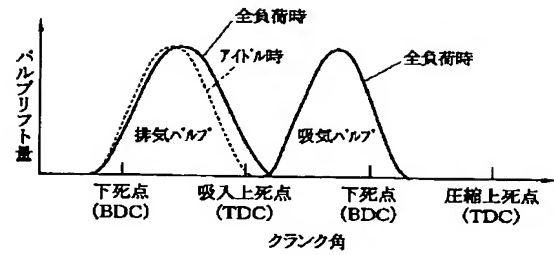
【図18】



【図16】



【図17】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G018 AA11 AB12 BA10 BA33 CA19  
DA54 DA74 EA02 EA04 EA12  
EA13 EA14 EA31 EA32 FA01  
FA08 FA09 FA23 FA26 GA07  
GA08 GA09  
3G092 AA01 AA02 AA06 AA11 DA09  
DA12 DG05 EA03 EA04 EA07  
EA11 EC10 FA03 FA15 FA24  
HA05Z HA06Z HC04Z HE01Z  
HE03Z HE08Z